

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta elektrotechniky a informatiky
Katedra elektroenergetiky

**Návrh elektrické části a energetická bilance
technologického zařízení s hydraulickým systémem**

**Proposal for electrical parts and energy balance of
technological equipment with the hydraulic system**

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaroslav Vrága**

Studijní program: N2649 Elektrotechnika

Studijní obor: 3907T001 Elektroenergetika

Téma: **Návrh elektrické části a energetická bilance technologického zařízení s hydraulickým systémem**
Proposal for electrical parts and energy balance of technological equipment with the hydraulic system.

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rozbor technických požadavků zadaného technologického zařízení, připravte podklady pro zpracování projektové dokumentace.
2. Navrhněte vhodný elektrický pohon (EP) pro předpokládaný rozsah zatěžovacího momentu, vč. motorových přívodů a algoritmu řídicího systému.
3. Zpracujte kompletní projektovou dokumentaci v realizačním rozsahu na platformě Engineering Base.
4. Změřte a vyhodnoťte energetickou účinnost EP v jednotlivých pracovních stavech a posuďte zpětný vliv na distribuční síť.
5. Zhodnoťte technicko-ekonomický přínos řešení, jeho inovativnost a perspektivu využití.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Příručka a další dostupné materiály projekční platformy Engineering Base.
- [2] Studijní materiály z oblasti tekutinových mechanismů.
- [3] Aktuálně platné související normy a právní předpisy.
- [4] Chmelík, K.: Asynchronní elektrické stroje.
- [5] Neborák, I. Sládeček, V.: Elektrické pohony.
- [6] Další vhodná související literatura a technická dokumentace

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Vítězslav Stýskala, Ph.D.**

Datum zadání: 01.09.2015

Datum odevzdání: 29.04.2016



prof. Ing. Stanislav Rusek, CSc.
vedoucí katedry



prof. RNDr. Václav Snášel, CSc.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

Datum: 29. 4. 2016



.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych rád poděkoval vedoucímu práce, panu doc. Ing. Vítězslavu Stýskalovi, Ph.D. za cenné rady a věcné připomínky. Dále Ing. Tomáši Mlčákovi, Ph.D. za zajištění výpůjčky měřicích přístrojů a pomoc při samotném měření. Firmě DAVON s.r.o. a jejím zástupcům za pomoc při měření a připomínky stran hydraulické části. V neposlední řadě pak děkuji své rodině za morální podporu při studiu.

Prohlášení

Firma INPREMA s.r.o.,
se sídlem Vičnovská 374, 688 01 Uherský Brod,
zastoupena jednatelem firmy Ing. Pavlem Radkovským,

souhlasí s uveřejněním "**Veřejné části**" diplomové práce Bc. Jaroslava Vrágy,
nar. 19.3.1985, bytem Obchodní 1567, Uherský Brod.

INPREMA s.r.o.

Vičnovská 374
688 01 Uherský Brod
Tel./fax: 572 635 900
DIČ: CZ25552651

.....
Ing. Pavel Radkovský
Jednatel

V Uherském Brodě : 25.4.2016

Abstrakt a klíčová slova

Diplomová práce obsahuje komplexní řešení nové elektrické části Rozbíjecího zařízení, včetně návrhu elektrického pohonu. Výsledkem je, mimo jiné, prováděcí projektová dokumentace včetně analýzy bezpečnosti stroje. Na navrženém pohonu jsem provedl měření pro zhodnocení energetické účinnosti v jednotlivých pracovních stavech. Pro zadané zařízení jsem vytvořil také programové vybavení řídicího systému. Výsledky mého návrhu byly výrobcem stroje akceptovány a implementovány do výrobního programu jako inovované provedení Rozbíjecího zařízení.

Elektrický pohon, rozbíjecí zařízení, asynchronní motor, ztráty, účinnost, pracovní mechanismus, moment, řídicí systém, projekt, hydrogenerátor.

Abstract and keywords

The thesis contains a comprehensive solution of the new electric Rock breaker boom system including a design of the electric drive. The result, among other things, is a detailed project documentation including the analysis of the safety equipment. I conducted measurements on the proposed drive for the evaluation of energy efficiency in various working conditions. For the specified equipment, I also created a software control system. The results of my design were accepted by the machine producer and implemented into the production program as an upgraded version of the breaker equipment.

Electric drive, rock breaker boom system, induction motor, losses, efficiency, working mechanism, torque, control system, project, hydrogenerator.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	5
SEZNAM ILUSTRACÍ	7
1 ÚVOD	8
2 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE	11
3 STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ	11
4 TECHNICKÉ INFORMACE O ZADANÉM PROVEDENÍ MECHANISMU ROZBÍJECÍHO ZAŘÍZENÍ	12
4.1 PARAMETRY URČENÉ ZADAVATELEM	14
4.1.1 Základní technické údaje	14
4.1.2 Motory	14
4.1.3 Ohřev, vytápění	15
4.1.4 Zařízení hydraulického systému	15
4.1.5 Řídicí systém	16
4.1.6 Ovládání	16
4.1.7 Senzory, snímače	16
4.1.8 Ostatní	16
5 TEORETICKÝ ZÁKLAD PRO NÁVRH ELEKTRICKÉHO POHONU	17
5.1 DEFINICE ELEKTRICKÉHO POHONU	17
5.2 INTERAKCE POHONU A PRACOVNÍHO MECHANISMU	19
5.3 ENERGETICKÁ BILANCE	19
5.4 ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKY PRACOVNÍCH MECHANISMŮ	20
5.5 VÝKONOVÁ BILANCE MOTORU	21
5.6 VÝKONOVÁ BILANCE POHONU	22
5.6.1 Výkonové ztráty při ustáleném chodu	22
5.6.2 Výkonové ztráty při přechodném ději	23
5.7 NÁVRH Z HLEDISKA OTEPLENÍ MOTORU	23
5.8 DRUHY ZATÍŽENÍ	24
5.9 TŘÍDY ÚČINNOSTI MOTORŮ	25
6 METODIKA ŘEŠENÍ NÁVRHU ZAŘÍZENÍ S HYDRAULICKÝM SYSTÉMEM	26
6.1 URČENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	27
6.2 VOLBA HYDROGENERÁTORU	27
6.2.1 Axiální pístový hydrogenerátor	27
7 ŘEŠENÍ VLASTNÍHO NÁVRHU ZADANÉHO ZAŘÍZENÍ	31
7.1 REŠERŠE A ZAPRACOVÁNÍ DOTČENÝCH NOREM A PŘEDPISŮ	32
7.2 ZVÝŠENÍ ÚROVNĚ BEZPEČNOSTI ZAŘÍZENÍ	33
7.2.1 Analýza rizik rozbíjecího zařízení	34
7.2.2 Požadavky na funkci nouzového zastavení	35
7.2.3 Určení bezpečnostní kategorie funkce nouzového zastavení	35
7.3 POŽADAVEK NA VARIABILITU STROJE PRO RŮZNÁ PROVEDENÍ	36
7.3.1 Řídicí systém	36
7.3.2 Typ napájecí sítě a úroveň napájecího napětí	36

7.3.3	Rozsah pracovních teplot a vlhkosti, různá nadmořská výška	36
7.3.4	Místo a způsob obsluhy	37
7.4	UŽIVATELSKÉ ROZHRANÍ ŘÍDICÍHO SYSTÉMU	38
7.5	VYHODNOCENÍ A ARCHIVACE PORUCHOVÝCH STAVŮ	39
7.6	SERVISNÍ ÚROVEŇ PŘÍSTUPU	40
7.7	ZPRACOVÁNÍ A ARCHIVACE ZVOLENÝCH PROVOZNÍCH STAVŮ	41
7.8	VARIABILITA KOMUNIKAČNÍCH ROZHRANÍ	41
7.9	VZDÁLENÝ PŘÍSTUP	42
7.10	RÁDIOVÉ DÁLKOVÉ OVLÁDÁNÍ	43
8	ŘEŠENÍ NÁVRHU ELEKTRICKÉHO POHONU	44
9	MĚŘENÍ ENERGETICKÉ ÚČINNOSTI POHONU	46
9.1	MĚŘENÍ ELEKTRICKÝCH VELIČIN PŘI ZMĚNÁCH ZATÍŽENÍ POHONU	46
9.1.1	Použité přístroje pro měření elektrických veličin při změnách zatížení pohonu	46
9.1.2	Plynulé zvyšování zatížení do jmenovitého výkonu motoru	47
9.1.3	Plynulé zvyšování zatížení do maxima	49
9.1.4	Simulace práce s kladivem	52
9.1.5	Simulace zvedání výložníku	53
9.2	MĚŘENÍ PŘECHODNÝCH DĚJŮ	55
9.2.1	Použité přístroje pro měření přechodných dějů	55
9.2.2	Rozběh motoru přepnutím hvězda/trojúhelník	55
9.2.3	Přímý rozběh motoru bez zatížení	56
10	ZHODNOCENÍ TECHNICKO - EKONOMICKÉHO PŘÍNOSU	58
11	ZÁVĚR	58
	LITERATURA	60
	SEZNAM PŘÍLOH	61

POZNÁMKA:

Kapitoly 7, 8 a přílohy jsou neveřejnou částí diplomové práce.

Seznam použitých značek a symbolů

AC	střídavý proud
DC	stejnoseměrný proud
EP	elektrický pohon
PLC	programovatelný automat
PLx	úroveň bezpečnosti zařízení dle ČSN EN ISO 13849
RDO	rádiové dálkové ovládání
ŘS	řídící systém
SILx	úroveň bezpečnosti zařízení dle ČSN EN 62061
Sx	třídy zatěžování motoru
VPN	virtuální privátní síť
A	součinitel přestupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
B	magnetická indukce (T)
C	tepelná kapacita motoru ($\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$)
D_P	průměr pístu válce (m)
D_r	průměr roztečné kružnice (m)
F	síla vyvozená přímočarým hydromotorem (N)
F_Z	zatěžovací síla (N)
I_1	fázový proud motoru (A)
J	moment setrvačnosti soustavy ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
J_M	moment setrvačnosti motoru ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
M	hnací moment (Nm)
M_d	dynamický moment (Nm)
M_i	hnací a zátěžné momenty (Nm)
M_n	jmenovitý moment (Nm)
M_z	zátěžný moment (Nm)
P_{1M}	elektrický příkon elektromotoru (W)
P_{2M}	mechanický výkon na hřídeli elektromotoru (W)
P_2	hydraulický výkon (W)
$P_{2M\max}$	minimální výkon pro pohon hydrogenerátoru (W)
$P_{2M\min}$	maximální uvažovaný výkon pro pohon hydrogenerátoru (W)
P_δ	výkon ve vzduchové mezeře (W)
Q_z	zadaný průtok oleje (l/min)
S_1	aktivní plocha pístu (m^2)
V_G	geometrický objem čerpadla (m^3)
W_1	vstupní spotřebovaná energie (J)
W_2	výstupní užitná energie (J)
$\cos\varphi$	účinník (-)
d	průměr pístu (m)
i	počet pístů axiálního pístového čerpadla (-)
k	součinitel vyjadřující vliv třecích odporů těsnění a pístnice apod. (-)
k_r	redukční koeficient výšky (-)

k_{r1}	koeficient výkonové rezervy motoru (-)
k_{r2}	koeficient výkonové rezervy motoru pro zhoršené podmínky chlazení (-)
m	počet vinutí motoru (-)
p_z	zadaný tlak systému (bar)
p_1	tlak na vstupu hydromotoru (Pa)
f_1	kmitočet proudu statoru (Hz)
f_2	kmitočet proudu rotoru (Hz)
ΔP_{Cu1}	ztráty ve statoru (W)
ΔP_{CuN}	celkové ztráty ve vinutích motoru při jmenovitém výkonu (W)
ΔP_{Cu2}	ztráty v rotoru (W)
ΔP_{Fe}	ztráty v železe (W)
ΔP_{FeH}	hysterezní ztráty (W)
ΔP_{FeN}	celkové ztráty v magnetickém obvodu při jmenovitém výkonu (W)
ΔP_{FeV}	ztráty vířivými proudy (W)
ΔP_M	celkové ztráty elektromotoru (W)
ΔP_P	ztrátový výkon pohonu při přechodném stavu (W)
ΔP_q	ztrátový výkon na akčních členech a vedení (W)
ΔP_{mech}	mechanické ztráty (W)
ΔP_{mechN}	celkové mechanické ztráty při jmenovitém výkonu (W)
ΔP_S	přídavné ztráty ve statoru (W)
ΔQ_{ZG}	průtokové ztráty hydrogenerátoru ($m^3 \cdot s^{-1}$)
ΔQ_{ZM}	průtokové ztráty hydromotoru ($m^3 \cdot s^{-1}$)
ΔW_Σ	celková ztrátová energie (J)
Δp_{ZG}	tlakové ztráty hydrogenerátoru (Pa)
Δp_{ZM}	tlakové ztráty hydromotoru (Pa)
$\Delta \vartheta$	oteplení (K)
$\Delta \vartheta_0$	počáteční teplota (K)
$\Delta \vartheta_\infty$	ustálená teplota (K)
$\Delta \eta_W$	energetická účinnost (-)
Ω	mechanická úhlová rychlost soustavy ($rad \cdot s^{-1}$)
Ω_0	mechanické úhlová rychlost naprázdno ($rad \cdot s^{-1}$)
α	úhel naklonění desky pístového hydrogenerátoru ($^\circ$)
ε	úhlové zrychlení (s^{-2})
η	celková účinnost systému (-)
η_G	účinnost hydrogenerátoru (-)
η_M	účinnost motoru (-)
τ	časová konstanta oteplení
φ_G	regulační parametr hydrogenerátoru (-)

Seznam ilustrací

Obr. 1 Nejlehčí řada rozbíjecího zařízení RK1 [5]	8
Obr. 2 Lehká řada rozbíjecího zařízení RK2 [5]	9
Obr. 3 Střední řada rozbíjecího zařízení RK3 [5]	9
Obr. 4 Supertěžká řada rozbíjecího zařízení RK6 [5]	10
Obr. 5 Celkový pohled na inovované provedení Rozbíjecího zařízení [5]	13
Obr. 6 Hydraulický agregát inovovaného provedení Rozbíjecího zařízení [5]	13
Obr. 7 Blokové schéma elektrického pohonu	17
Obr. 8 Pracovní režimy pohonu	18
Obr. 9 Ventilátorová pracovní charakteristika	20
Obr. 10 Průběh účinnosti v závislosti na zatížení EP	22
Obr. 11 Průběhy oteplování a ochlazování	24
Obr. 12 Schéma přenosu energie a ztrát	26
Obr. 13 Konstrukce axiálního pístového hydrogenerátoru [10]	28
Obr. 14 P-Q charakteristika zvoleného axiálního pístového hydrogenerátoru	29
Obr. 15 Charakteristika účinností zvoleného axiálního pístového hydrogenerátoru [7]	30
Obr. 16 Přehledové schéma Rozbíjecího zařízení	32
Obr. 17 Diagram pro určení Performance Level [8]	35
Obr. 18 Přehledové schéma ovládací a signalizační struktury Rozbíjecího zařízení	37
Obr. 19 Základní obrazovka displeje	38
Obr. 20 Obrazovka s historií poruchových stavů	39
Obr. 21 Servisní menu- obrazovka 1	40
Obr. 22 Servisní menu- obrazovka 5	41
Obr. 23 Blokové schéma koncepce vzdáleného přístupu	42
Obr. 24 Model vysílače rádiového dálkového ovládání	43
Obr. 25 Průběhy příkonu EP a hydraulického výkonu	47
Obr. 26 Celková účinnost EP a PM v závislosti na hydraulickém výkonu	48
Obr. 27 Průběh výkonů při postupném zvyšování zátěže do maxima	49
Obr. 28 Účinník elektromotoru v čase při změně zatížení	50
Obr. 29 Průběh celkové účinnosti při postupném zvyšování zátěže do maxima	51
Obr. 30 Průběh výkonů při simulaci práce s kladivem	52
Obr. 31 Průběh účinnosti při simulaci práce s kladivem	53
Obr. 32 Průběh výkonů při simulaci zvedání výložníku	54
Obr. 33 Průběh účinnosti při simulaci zvedání výložníku	54
Obr. 34 Průběh proudu 1. fáze při rozběhu motoru přepnutím hvězda/trojúhelník	55
Obr. 35 Průběh napětí 1. fáze při rozběhu motoru přepnutím hvězda/trojúhelník	56
Obr. 36 Průběh proudu 1. fáze při přímém rozběhu motoru	57
Obr. 37 Průběh napětí 1. fáze při přímém rozběhu motoru	57

1 Úvod

Podnět pro výběr tématu mé diplomové práce vzešel z požadavku firmy DAVON s.r.o. na modernizaci technologického zařízení, jež je jejich hlavním výrobním produktem. Jedná se o reálný projekt, který jsem řešil pro zadavatele jako zástupce mého zaměstnavatele, firmy INPREMA s.r.o.

Takzvané Rozbíjecí zařízení je určeno do povrchových kamenných dolů a bývá často součástí linky zahrnující dále vrtné soupravy, drtiče, násypky, dopravníky atd. Slouží především k zefektivnění práce primárního drtiče a předchází jeho ucpávání, čímž zajišťuje plynulý tok materiálu. Rozbíjecí zařízení se podle velikosti dělí na několik typů.

Úkolem mé diplomové práce byla celková modernizace elektrické instalace a způsobu řízení za účelem zvýšení efektivity, bezpečnosti a komfortu ovládání, jakož i rozšíření technických prostředků servisní diagnostiky stavů zařízení.

Nejlehčí řada RK1: je nejmenší série pro mobilní drtiče. Je určena pro kladiva do hmotnosti 300 kg s délkovým dosahem do 3,17 m a hloubkovým dosahem do 1,15 m [5].



Obr. 1 Nejlehčí řada rozbíjecího zařízení RK1 [5]

Lehká řada RK 2: jedná se o lehkou řadu určenou pro mobilní drtiče, menší stacionární drtiče a recyklační linky. Je určena pro kladiva do hmotnosti 380 kg s dosahem kolmým kladivem do cca 3,5 m [5].



Obr. 2 Lehká řada rozbíjecího zařízení RK2 [5]

Střední řada RK 3: Řada RK 3 je určena především pro stacionární drtiče s očekávaným příležitostným využitím pro problematické operace. Na tuto řadu lze umístit hydraulické kladivo až do hmotnosti 750 kg [5].



Obr. 3 Střední řada rozbíjecího zařízení RK3 [5]

Těžká řada RK 4: je řada se zesílenou konstrukcí. Je určena pro větší stacionární drtiče i kuželové drtiče. Lze ji nasadit také v podpovrchovém dobývání jako primární rozbíjecí zařízení. Je rovněž vhodná pro trvalé nasazení rozbíjecího zařízení pro práci na roštu. Hmotnost použitých kladiv pro tuto řadu je až 1200 kg [5].

Velmi těžká řada RK 5: Pro svoji robustnost je určena pro trvalý třísměnný provoz pro větší stacionární a kuželové drtiče. Je rovněž vhodná pro trvalé nasazení rozbíjecího zařízení pro práci na roštu. Hmotnost použitých kladiv pro tuto řadu je až do 2000 kg [5].

Super těžká řada RK 6: Svoji robustností je určena pro nepřetržitý provoz, stacionární rozrušování kameniva s velkými hydraulickými kladivy do 2300 kg [5].



Obr. 4 Supertěžká řada rozbíjecího zařízení RK6 [5]

Jednotlivé rozměrové řady lze na přání zákazníka libovolně rozšiřovat a modifikovat. Podle prostředí nabízí výrobce tropické, nebo arktické provedení, provedení pro instalaci ve vyšších nadmořských výškách, nebo kombinaci zařízení pro vyšší nadmořské výšky a arktického či tropického prostředí. Další volitelné komponenty pak jsou: centrální mazání, sloup a zavětrování včetně kotevních košů, klimatizovaná kabina obsluhy, pohon dieselaagregátem, teleskopický výložník, namísto hydraulického kladiva pouze uvolňovací hák, rychloupínač, lopatu či drapák, rádiové ovládání apod. [5]

Výše zmíněné rozbíjecí zařízení je dnes instalováno na různých místech po celém světě (Severní i Jižní Amerika, Afrika, Evropa, Rusko, Čína, Austrálie, atd.)

2 Cíle diplomové práce

Cílem mé diplomové práce je návrh a realizace opatření pro modernizaci elektrické části rozbíjecího zařízení. Výstupem, kromě kompletní projektové dokumentace, bude také nové funkční programové vybavení řídicího systému dle požadavků zadavatele. Důležitým bodem mé práce pak je návrh elektrického pohonu pro předpokládaný rozsah zatěžovacího momentu, včetně ověření tohoto návrhu a určení výsledné energetické bilance soustavy pohonu a poháněného mechanismu.

Potřeba přepracování stávající koncepce technického řešení vznikla na základě praktických zkušeností výrobce z předešlých realizací a neustále se zvyšujících požadavků na bezpečný provoz, komfort ovládání, účinnost, ale také variabilitu při současném zachování základní přístrojové výzbroje.

Moderním trendem je také centralizace jednotlivých částí technologického celku (doprava materiálu, rozbíjecí zařízení, drtiče, návazné technologie) a jejich stavů do jednoho nadřazeného řídicího systému, nebo dohledového centra a s tím související požadavky na datové komunikace na různých sběrnících.

S ohledem na výše uvedené předložil zadavatel základní požadavky pro modernizaci zařízení, které dále ve své práci řeším.

- a) Rešerše a zapracování dotčených norem a předpisů.
- b) Zvýšení úrovně bezpečnosti zařízení.
- c) Požadavek na variabilitu stroje pro různá provedení.
- d) Grafické uživatelské rozhraní pro zobrazení základních provozních údajů.
- e) Vyhodnocení a archivace poruchových stavů.
- f) Servisní úroveň přístupu pro možnost úpravy základních funkčních parametrů.
- g) Zpracování a archivace zvolených provozních stavů.
- h) Možnost implementace komunikačních rozhraní dle požadavku zákazníka.
- i) Vzdálená správa zařízení prostřednictvím mobilního datového připojení.
- j) Rádiové dálkové ovládání s možností nouzového připojení kabelem.

3 Stávající řešení

Stávající koncept řešení elektrické instalace a způsobu řízení je technicky i morálně zastaralý. Použitá reléová logika nemůže plnohodnotně plnit nové požadavky zákazníka na zobrazení provozních stavů zařízení, implementaci datových sběrnic, či vzdálenou diagnostiku.

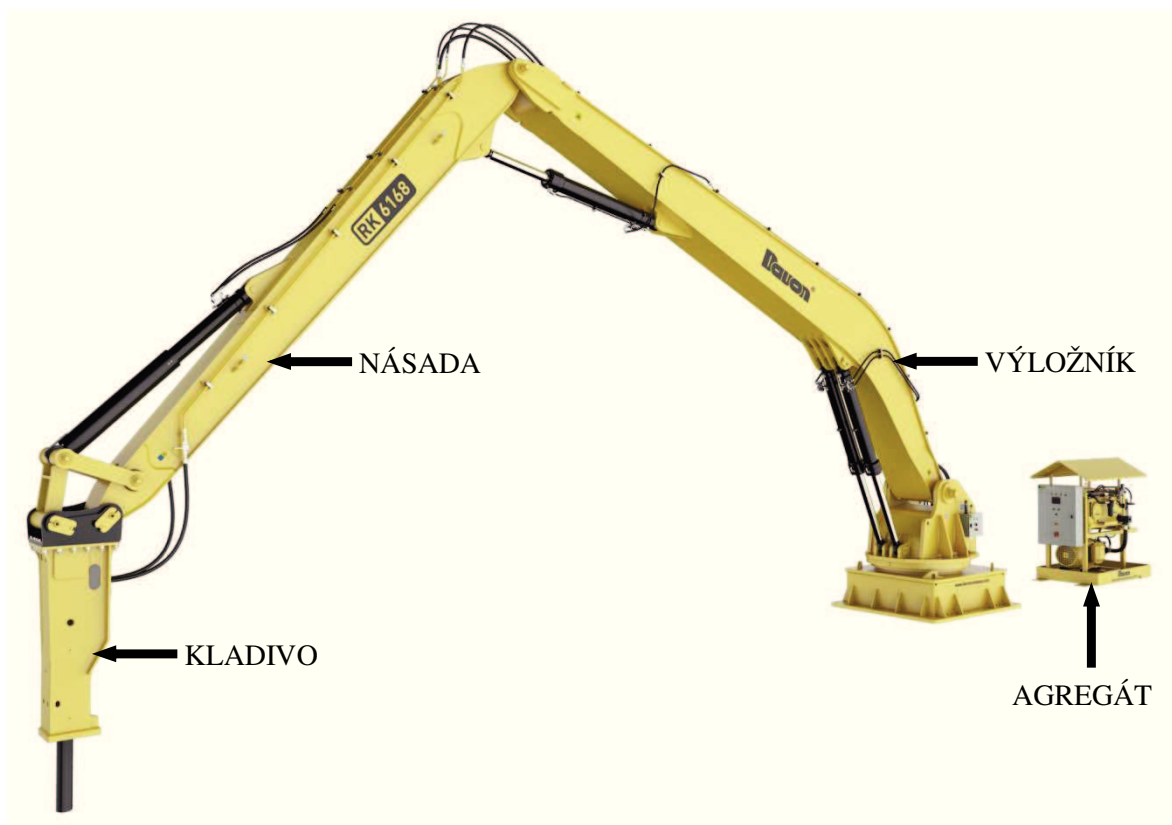
S ohledem na stále se měnící požadavky na bezpečnost a legislativu jsem navrhl řadu opatření pro zvýšení úrovně bezpečnosti. Jako další problém se jevil nesjednocený koncept řešení dálkových ovladačů pro různá provedení zařízení. Atypické provedení dálkových ovladačů není taktéž z hlediska ergonomie a estetiky pro uživatele zcela vyhovující.

4 Technické informace o zadaném provedení mechanismu rozbíjecího zařízení

Požadovaná modernizace bude realizována pro zadané rozbíjecí zařízení typu RK 6 (supertěžká řada) v provedení pro arktické prostředí: Murmanská oblast, Ruská federace.

Hlavní pracovní část rozbíjecího zařízení sestává z výložníku, násady a hydraulického kladiva. Kladivo je pevně připevněno k násadě prostřednictvím adaptéru. Výložník, násada a adaptér jsou kyvně spojeny kalenými čepy v kalených pouzdrech, zajišťujícími vysokou životnost pohyblivého uložení. Pata výložníku je připojena k horní části otočného rámu, který umožňuje otáčení celého zařízení, doprava a doleva s pracovním úhlem 240°. Krajní polohy otáčení jsou vybaveny elektrickými a mechanickými dorazy. Samotný pohyb zařízení je, díky dvojčinným hydraulickým válcům, ovládaný hydraulickým rozvaděčem umístěným v zadní části otočného rámu. Hydraulické hadice v blízkosti pracovního prostoru jsou před poškozením ostrými úlomky kamene chráněny drátovým ovinem. Horní rám je uložen na spodním rámu prostřednictvím otočového ložiska s ozubeným mechanismem. Horní rám vč. výložníku je otočný vůči spodnímu rámu, pevně připojenému k nosné konstrukci primárního drtiče. Otáčení ramena je zajištěno hydraulickým motorem přes planetovou převodovku s pastorkem zabírajícím do ozubeného věnce otočového ložiska. Všechny pohyby jsou pak prováděny hydraulicky prostřednictvím hydraulického systému, přes elektrické proporcionálně řízené rozvaděče s možností manuálního ovládání [5].

Model na obr. 5 popisuje v celkovém pohledu základní části stroje. Obr. 6 pak zobrazuje detailnější pohled na hydraulický agregát, kde lze vidět elektromotor i hlavní napájecí a ovládací rozvaděč.



Obr. 5 Celkový pohled na inovované provedení Rozbýjecího zařízení [5]



Obr. 6 Hydraulický agregát inovovaného provedení Rozbýjecího zařízení [5]

4.1 Parametry určené zadavatelem

4.1.1 Základní technické údaje

napěťová soustava:	IT
napájecí napětí:	3 x 400 V
ovládací napětí:	24 V (DC)
pracovní teplota:	-40°C–40°C
nadmořská výška:	270–330 m.n.m.
požadované krytí:	min. IP54
druh provozu:	nepřetržitý

4.1.2 Motory

Hlavní motor pro pohon hydrogenerátoru (M1)

Nebyl zadán. Je předmětem mého návrhu.

Motor čerpadla servisního okruhu (M2)

Servisní čerpadlo je používáno pouze pro arktické provedení rozbíjecího zařízení. Slouží pro cirkulaci ohřívaného oleje. Při teplotách oleje nižších než -20 °C probíhá pouze ohřev olejové nádrže. Při teplotě oleje v rozmezí -20°C až 0°C pak probíhá tzv. aktivní topení, kdy olej cirkuluje celým hydraulickým systémem.

výrobce:	SIEMENS
typové označení:	1LE1001-1AB52-2FA4-Z D03
jmenovité napětí:	$U_n = 230/400 \text{ V}$
kmitočet:	$f = 50/60 \text{ Hz}$

Ostatní údaje motoru pro napětí 400 V/50 Hz

třída účinnosti:	IE2
jmenovitý výkon:	$P_n = 3 \text{ kW}$
jmenovitý proud:	$I_n = 6,2 \text{ A}$
jmenovité otáčky:	$n_n = 1455 \text{ ot/min}^{-1}$
jmenovitý moment:	$M_n = 20 \text{ Nm}$

Motor ventilátoru chlazení (M3)

výrobce:	SIEMENS
typové označení:	1LE1001-0DB32-2KA4-Z D03
jmenovité napětí:	$U_n = 230/400 \text{ V}$
kmitočet:	$f = 50/60 \text{ Hz}$

Ostatní údaje motoru pro napětí 400 V AC/50 Hz

třída účinnosti:	IE2
jmenovitý výkon:	$P_n = 0,75 \text{ kW}$
jmenovitý proud:	$I_n = 3,15 \text{ A}$
jmenovité otáčky:	$n_n = 1440 \text{ ot/min}^{-1}$
jmenovitý moment:	$M_n = 5 \text{ Nm}$

4.1.3 Ohřev, vytápění

Pro ohřev oleje budou do olejové nádrže instalovány čtyři topné spirály s parametry:

jmenovité napětí:	$U_n = 3 \times 400 \text{ V}$
elektrický příkon:	$P_n = 1250 \text{ W}$

Předpokládá se také požadavek na vytápění elektrických rozvodnic.

4.1.4 Zařízení hydraulického systému

typové označení:	HA 75R Arctic
jmenovitý výkon:	78 kW
pracovní tlak:	280 bar

Hydrogenerátor hlavního okruhu

výrobce:	Kawasaki
typové označení:	K3VL140/B-1NRMM-P0/1H4
pracovní tlak:	280 bar
jmenovitý průtok:	200 l/min

Hydrogenerátor servisního okruhu

výrobce:	Marzocchi
typové označení:	ALPA2-D-34+ALPP1-D-2
pracovní tlak:	210 bar
jmenovitý průtok:	34+2 l/min

Hydraulické rozváděče dvou/tří-polohové

výrobce:	Duplomatic
typové označení:	DS3
jmenovité napětí:	$U_n = 24 \text{ V (DC)}$
jmenovitý příkon:	$P_n = 31 \text{ W}$

výrobce:	Danfoss
typové označení:	PVEO
jmenovité napětí:	$U_n = 24 \text{ V (DC)}$
jmenovitý příkon:	$P_n = 10 \text{ W}$

Hydraulické rozváděče proporcionální

výrobce:	Danfoss
typové označení:	PVEH
jmenovité napětí:	$U_n = 12\text{--}24 \text{ V (DC)}$
řídící napětí:	$U_s = (0,25 \text{ až } 0,75) \cdot U_n$
jmenovitý příkon:	$P_n = 7 \text{ W}$

Hydraulické kladivo

výrobce:	Atlas Copco
typové označení:	HB 2000 DP ContiLube TM II
průtok oleje:	250–320 l/min
pracovní tlak:	160–180 bar
maximální výkon:	96 kW

4.1.5 Řídicí systém

výrobce:	Celosvětové obchodní a technické zastoupení (Siemens, Allen Bradley, Schneider Electric, Mitsubishi)
komunikace:	CanOpen, Profibus, Ethernet, Modbus
vizualizace:	grafický zobrazovací panel HMI
ostatní požadavky:	viz zadání

4.1.6 Ovládání

Zadavatelem požadované možnosti ovládání:

- místní ovládání: ovládání použitím ovládacích pák umístěných přímo na řídicích rozváděčích.
- rádiové dálkové ovládání: dálkové ovládání s proporcionálními ovladači a displejem pro zobrazení základních informací o stavu zařízení.
- kabelové připojení vysílače RDO: nouzové připojení vysílače RDO prostřednictvím kabelu.

4.1.7 Senzory, snímače

jmenovité napětí:	$U_n = 24 \text{ V (DC)}$
výstupní signál:	$I_o = 4\text{--}20 \text{ mA}$ (pro spojitý snímač)

4.1.8 Ostatní

Mazací pumpa

výrobce:	Lincoln Industrial
typové označení:	P203-8XLBO-1K7-24-2A1.01-V10-13

jmenovité napětí: $U_n = 24 \text{ V (DC)}$
jmenovitý proud: $I_n = 3 \text{ A}$

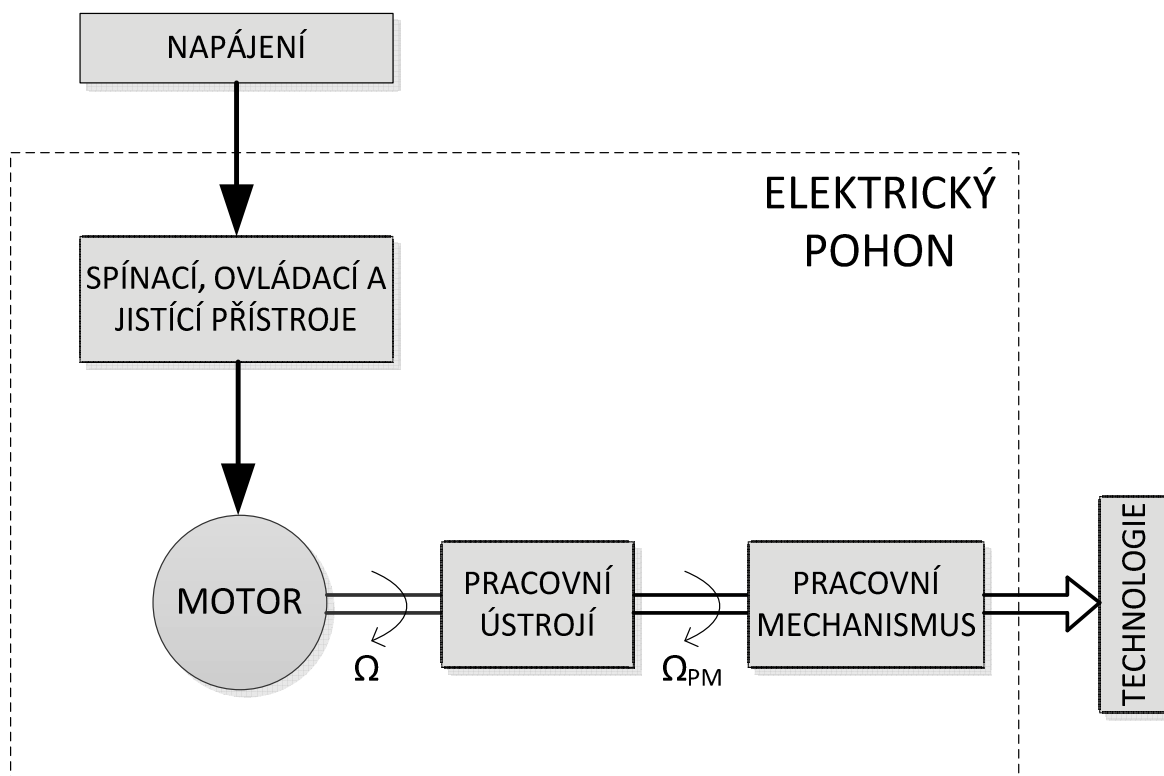
Dokovací stanice

S ohledem na nízké pracovní teploty je, z důvodu, že žádný výrobce rádiových dálkových ovladačů (RDO) není schopen oficiálně deklarovat požadovaný rozsah pracovních teplot, nutno do instalace doplnit vytápěný odkládací prostor pro vysílač rádiového dálkového ovládání. Pro zvýšení komfortu ovládání jsem do dokovací stanice umístil také nabíječku baterií vysílače RDO.

5 Teoretický základ pro návrh elektrického pohonu

5.1 Definice elektrického pohonu

Pod pojmem elektrický pohon (EP) rozumíme soubor elektromechanických vazeb a vztahů mezi pracovním mechanismem a elektromechanickou soustavou, jehož výstupní veličiny jsou parametry mechanického pohybu.



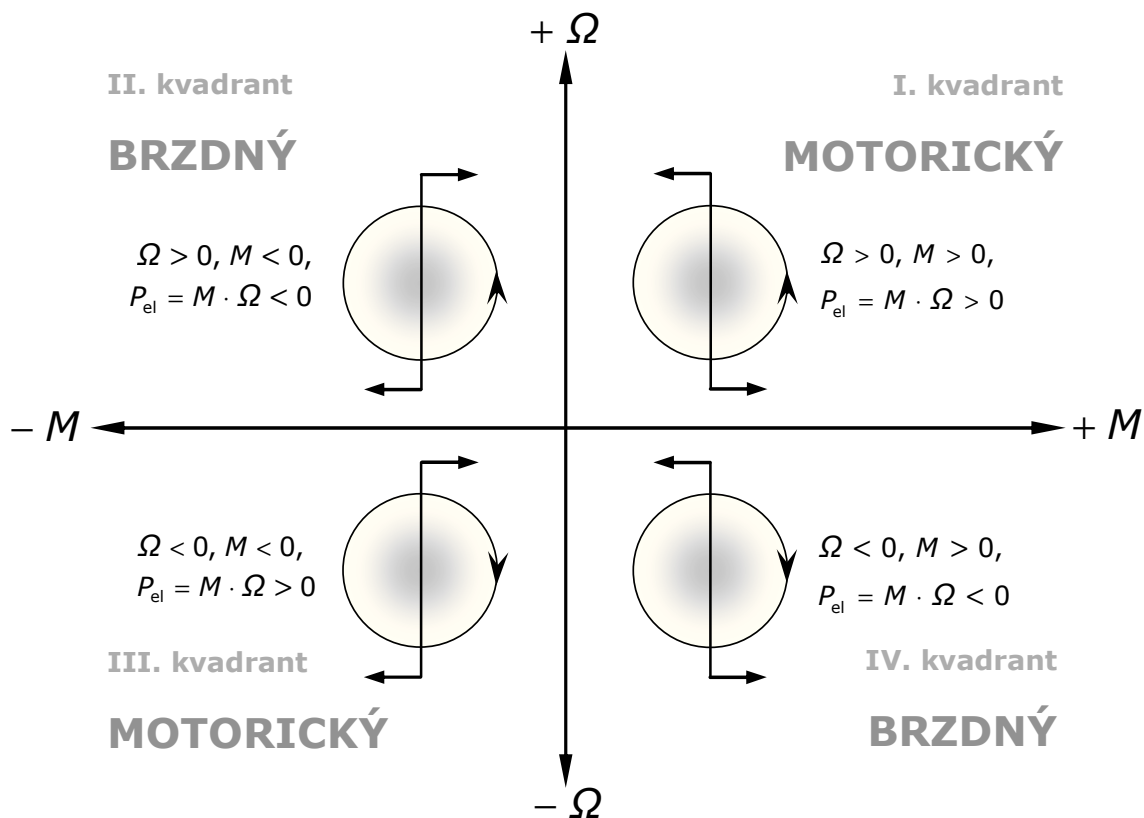
Obr. 7 Blokové schéma elektrického pohonu

Skladba EP se může měnit v závislosti na typu aplikace a požadavcích na diagnostiku, signalizaci, nebo ovládání.

Mezi základní výhody EP patří především široký rozsah výkonů a momentů, vysoká krátkodobá přetížitelnost, jednoduchost obsluhy a údržby, vysoká účinnost, životnost.

Nevýhodou pak je jeho závislost na okamžité dodávce elektrické energie s vysokými nároky na zálohovatelnost a vysoký poměr výkonu a hmotnosti.

Jednou z hlavních výhod elektrického pohonu je také možnost pracovat ve všech čtyřech kvadrantech pracovního diagramu



Obr. 8 Pracovní režimy pohonu

Základní pracovní stavy EP jsou:

- 1) klid: pohon stojí, všechny součásti jsou bez napětí,
- 2) připraven: pohon stojí, je připraven na spuštění,
- 3) rozběh a urychlení: připojení pohonu na napájení, náběh na provozní otáčky,
- 4) ustálený chod: pohon pracuje,
- 5) doběh: odpojení od napájení, přirozené snižování otáček vlivem mechanických ztrát,
- 6) brzdění a zpomalení: přídavné brzdění pohonu při doběhu, rychlejší pokles otáček,
- 7) havarijný stav: odstavení pohonu od napájení vlivem vzniku poruchového stavu.

5.2 Interakce pohonu a pracovního mechanismu

Určujícím prvkem řešení mechanické soustavy tvořené pracovním mechanismem a elektromotorem je pracovní mechanismus (PM), podle jehož vlastností bývá navržen vyhovující pohon s příslušným elektromotorem. Chování mechanické soustavy vychází d'Alembertova principu, který lze pro rotující tělesa vyjádřit rovnicí pro dynamickou rovnováhu [1]

$$\sum_{i=1}^n M_i + M_d = 0 \quad (1)$$

M_i hnací a zátěžné momenty
 M_d dynamický moment

Rovnici (1) lze dále upravit na tvar [1]

$$M - M_z = M_d \quad (2)$$

M hnací moment
 M_z zátěžný moment

Dynamický moment lze popsat jako moment, jímž se rotující těleso brání změně své úhlové rychlosti.

$$M_d = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{d\Omega}{dt} \quad (3)$$

J moment setrvačnosti soustavy
 ε úhlové zrychlení
 Ω mechanická úhlová rychlost soustavy

5.3 Energetická bilance

Při přeměně elektrické energie na mechanickou vzniká určité množství ztrát, které se nepříznivě projevují v energetické soustavě a mají zásadní vliv při návrhu jednotlivých částí pohonu (motor, měnič, stykač, atd.). Poměr výstupní užité práce W_2 a spotřebované práce W_1 odebrané ze zdroje, například z elektrické napájecí sítě, nazýváme energetickou účinností $\Delta\eta_w$. Rozdíl mezi spotřebovanou a užitnou energií je ztrátová energie ΔW_Σ [1].

$$\eta_w = \frac{W_2}{W_1} = \frac{W_1 - \Delta W_\Sigma}{W_1} = 1 - \frac{\Delta W_\Sigma}{W_1} \quad (4)$$

Energetickou bilanci pohonu s tuhou vazbou a její složky je možno vyjádřit vztahem [11]

$$P_{1M} = P_{2M} + \Delta P_M + \Delta P_{PM} + \Delta P_q + \Delta P_P \quad (5)$$

P_{1M} celkový okamžitý příkon soustavy

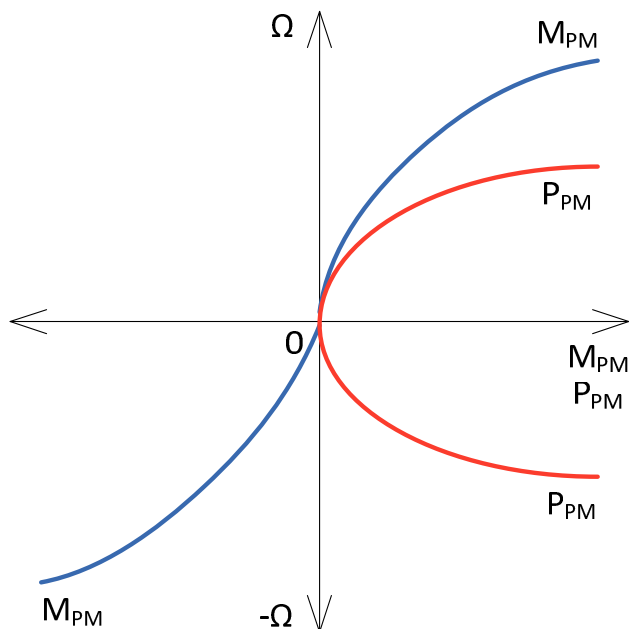
P_{2M}	mechanický výkon na hřídeli motoru, závislý na zatěžovacím momentu
ΔP_M	celkové ztráty motoru
ΔP_{PM}	celkový ztrátový výkon pracovního mechanismu
ΔP_q	ztrátový výkon na akčních členech a vedení
ΔP_p	ztrátový výkon pohonu při přechodném ději

Jednotlivé složky ztrátové energie jsou odvislé od konfigurace elektrického pohonu. Například zda je pohon regulovaný, či neregulovaný, jakým způsobem je řešen jeho rozběh, či na kvalitě napájecí sítě.

5.4 Zatěžovací charakteristiky pracovních mechanismů

Požadovaný mechanický výkon motoru je závislý na okamžitém zatěžovacím momentu P_M . Vztah mezi zatěžovacím momentem P_M a úhlovou rychlostí Ω_{PM} vyjadřuje mechanická charakteristika. Mechanické charakteristiky typických pracovních mechanismů jsou rozděleny podle hodnoty konstanty x vyjadřující typ a stupeň závislosti momentu P_M na úhlové rychlosti:

- $x = 0$: stroje s konstantním zatěžovacím momentem (těžní a obráběcí stroje, pojezdy jeřábů, hoblovky). Charakteristiku označujeme jako hoblovkovou.
- $x = 1$: stroje s lineárně rostoucím momentem v závislosti na otáčkách (kalandry, textilní stroje). Tzv. kalandrová charakteristika.
- $x = 2$: stroje s kvadratickým průběhem zatěžovacího momentu (ventilátory, čerpadla, kompresory, vývěvy). Jedná se o ventilátorovou charakteristiku.



Obr. 9 Ventilátorová pracovní charakteristika

$x = -1$: navíjecí zařízení s konstantním tahem, kdy se vzrůstajícím zatížením klesá úhlová rychlost. Charakteristiku označujeme jako navíječkovou.

Průběhy závislosti momentu a výkonu PM pro jednotlivé charakteristické skupiny jsou pouze obecné, jelikož ve většině případů je průběh momentu složený, přičemž určitá složka je závislá a druhá naopak nezávislá na rychlosti pohybu, v našem případě na otáčkách.

5.5 Výkonová bilance motoru

m-fázový asynchronní motor odebírá z napájecí sítě činný příkon [2]

$$P_{1M} = m \cdot U_1 \cdot I_1 \cdot \cos\varphi \quad (6)$$

Ve statoru vznikají tepelné ztráty ve vinutí, které lze vyjádřit vztahem [2]

$$\Delta P_{Cu1} = m \cdot R_1 \cdot I^2 \quad (7)$$

Další ztráty vznikají v magnetickém obvodu statoru a označují se jako ztráty v železe ΔP_{Fe} , které jsou dále děleny na ztráty vířivé a hysterezní. Vířivé ztráty ΔP_{FeV} vznikají vlivem průchodu vířivého proudu magnetickým obvodem. Hysterezní ztráty ΔP_{FeH} jsou způsobeny magnetickými vlastnostmi obvodu, jež bývají vyjádřeny tzv. B-H charakteristikou. Přibližně lze ztráty v železe vyjádřit rovnicí

$$\Delta P_{Fe} = \Delta P_{FeV} + \Delta P_{FeH} \approx B^2 \cdot f_1^2 \cdot m + B^2 \cdot f_1 \quad (8)$$

kde f_1 je kmitočet proudu statoru.

Výkon přenesený ze statoru do rotoru označujeme jako výkon ve vzduchové mezeře a platí

$$P_\delta = P_{1M} - (\Delta P_{Cu1} + \Delta P_{Fe} + \Delta P_S) \quad (9)$$

ΔP_S přídavné ztráty ve statoru

Ztráty v magnetickém obvodu rotoru jsou v ustáleném stavu minimální a lze je zanedbat, jelikož kmitočet proudu rotoru $f_2 \ll f_1$. Pro výkon motoru na hřídeli lze psát

$$P_{2M} = P_\delta - \Delta P_{mech} - \Delta P_{Cu2} \quad (10)$$

ΔP_{mech} mechanické ztráty

ΔP_{Cu2} ztráty v rotoru

Mechanické ztráty v rotoru sestávají ze tří složek. Ztráty třením, které jsou přímo úměrné otáčkám, ztráty ventilační úměrné třetí mocnině mechanických otáček a ztráty přídavné, které jsou dané konstrukcí stroje.

Celkovou účinnost motoru lze určit dosazením do vztahu

$$\eta_M = \frac{P_{2M}}{P_{1M}} = \frac{P_{1M} - \Delta P_M}{P_{1M}} = 1 - \frac{\Delta P_M}{P_{1M}} \quad (11)$$

kde ΔP_M jsou celkové ztráty motoru.

5.6 Výkonová bilance pohonu

5.6.1 Výkonové ztráty při ustáleném chodu

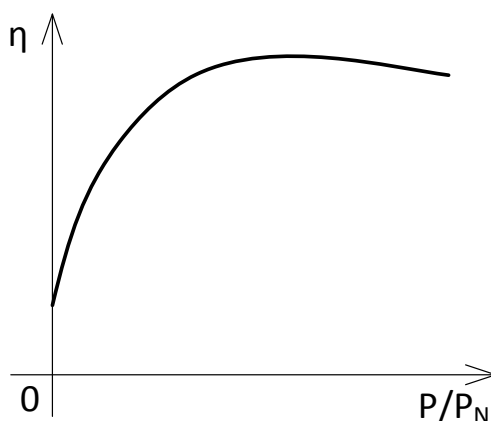
Jednotlivé složky ztrátového výkonu elektrického pohonu s asynchronním motorem ve vztahu k jmenovitým hodnotám lze vyjádřit pomocí rovnice,

$$\Delta P_U = \Delta P_{CuN} \cdot \left(\frac{I}{I_N}\right)^2 + (\Delta P_{FeN} + \Delta P_{mechN}) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_N}\right)^x \quad (12)$$

ΔP_{CuN}	celkové ztráty ve vinutích při jmenovitém výkonu
ΔP_{FeN}	celkové ztráty v magnetickém obvodu při jmenovitém výkonu
ΔP_{mechN}	celkové mechanické ztráty při jmenovitém výkonu

přičemž exponent x vyjadřuje závislost zatížení poháněného pracovního mechanismu na úhlové rychlosti Ω a pro základní charakteru zátěže pohybuje se v rozmezí -1 až 2, viz 5.3.

Levá část rovnice vyjadřuje ztráty ve vinutích a pravá část rovnice pak ztráty pohonu naprázdno. Ze vztahu (12) vyplývá, že ztráty a tím pádem také účinnost jsou závislé na zatížení pohonu.



Obr. 10 Průběh účinnosti v závislosti na zatížení EP

5.6.2 Výkonové ztráty při přechodném ději

Přechodný dějem rozumíme stav, kdy se pracovní mechanismus přizpůsobuje například změně otáček, nebo zatížení. Současně dochází také ke změně kinetické energie soustavy elektrického pohonu a pracovního mechanismu.

Okamžitá hodnota ztrát se v průběhu přechodného děje mění. Celkové energetické ztráty při přechodném ději lze vyjádřit

$$\Delta W = \int_{t_1}^{t_2} \Delta P(t) \cdot dt \quad (13)$$

Pro zjednodušený případ přímo spouštěného nezatíženého asynchronního motoru pak platí

$$\int_{t_1}^{t_2} \Delta P_M(t) \cdot dt = \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_z(\Omega) \cdot (\Omega_0 - \Omega) \cdot dt \quad (14)$$

Po dosazení ze vztahů (2) a (3) lze odvodit vztah pro celkový ztrátový výkon při přechodném ději [1].

$$\int_{t_1}^{t_2} \Delta P_P(t) \cdot dt = \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_z(\Omega) \cdot (\Omega_0 - \Omega) \cdot dt + \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} J \cdot (\Omega_0 - \Omega) \cdot d\Omega \quad (15)$$

5.7 Návrh z hlediska oteplení motoru

Zásadní pro dimenzování asynchronního motoru pohonu z hlediska teplot jsou ovlivněny výkonovými ztrátami ve statorovém vinutí. Kromě nich je však třeba brát v úvahu možné oteplení jednotlivých částí motoru např. vlivem ztrát v magnetickém obvodu, ventilačních ztrát, mechanických ztrát a ztrát ve vinutí rotoru. Tyto ztráty však zpravidla bývají snadněji odváděny z místa vzniku, než ztráty v často robustním a uzavřeném statorovém vinutí.

Výchozím parametrem návrhu je dovolené oteplení dle zvoleného izolačního systému statorového vinutí. Jednotlivé teplotní třídy izolace jsou určeny podrobně v ČSN EN 60034-18-21 ed.2.

Teplo je v elektrickém stroji vyvíjeno nerovnoměrně a přenáší se ve směru gradientu teploty vedením, prouděním, nebo sáláním. Pro účely návrhu motoru pro EP zjednodušujeme výpočet tak, že části motoru uvažujeme jako homogenní těleso ve smyslu vzniku i odvodu tepla.

Část tepla vzniklého ztrátami je odváděno do okolí prostřednictvím přirozeného, nebo nuceného chlazení. Zbytek tepla zůstává akumulován v motoru a způsobuje jeho oteplení. Pro ztrátový tepelný výkon lze tedy psát

$$\Delta P_g \cdot dt = A \cdot \Delta \vartheta \cdot dt + C \cdot d\Delta \vartheta \quad (16)$$

A součinitel přestupu tepla

$\Delta \vartheta$ oteplení motoru

C tepelná kapacita motoru

Přičemž první část rovnice vyjadřuje teplo předané okolí a pravá část teplo akumulované v motoru. Průběh oteplení pak lze vyjádřit vztahem

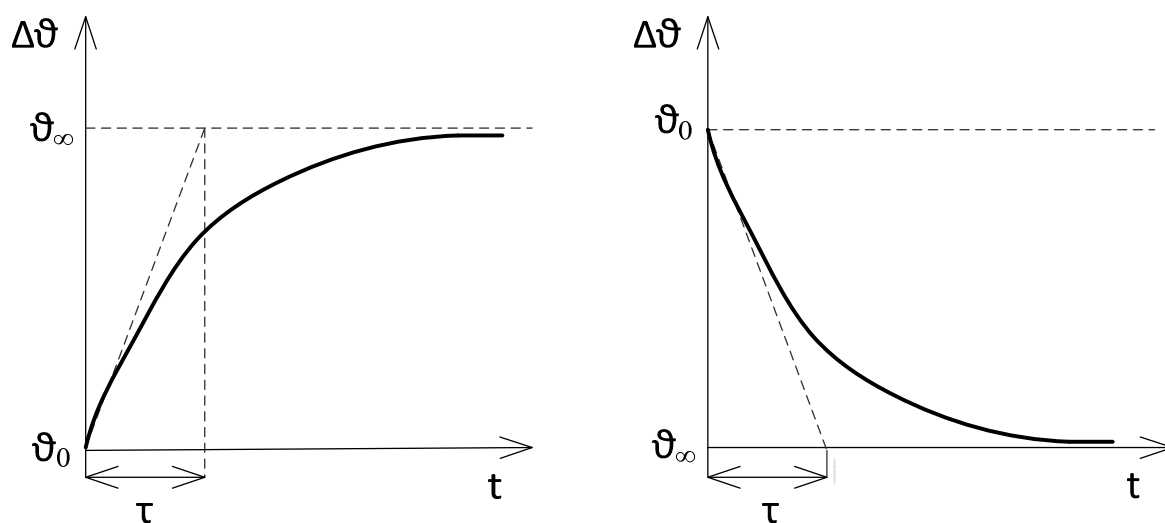
$$\Delta\vartheta = \Delta\vartheta_{\infty} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) + \Delta\vartheta_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (17)$$

$\Delta\vartheta$	oteplení motoru
$\Delta\vartheta_{\infty}$	ustálená teplota
$\Delta\vartheta_0$	počáteční teplota
τ	časová konstanta oteplení, přičemž

$$\tau = \frac{C}{A} \quad (18)$$

Tepelná časová konstanta elektrického motoru je závislá na chladících poměrech, které se mohou lišit, například zda je motor v chodu, nebo stojí. To znamená, že bývají konstanty pro ochlazování a oteplování různé, což je závislé převážně na způsobu chlazení motoru.

Skutečný průběh oteplování a ochlazování je však v reálných podmínkách poněkud jiný a v některých případech bývá časová konstanta určena experimentálně.



Obr. 11 Průběhy oteplování a ochlazování

V současné době lze s využitím moderních výpočetních metod detailně modelovat teplotní pole elektrických strojů pomocí metody konečných prvků.

5.8 Druhy zatížení

Pro správný návrh EP je nutno uvažovat časový průběh jeho zatěžování, jež má vliv na oteplování a ztráty pohonu. Na průběh oteplování má značný vliv především častý rozběh, obzvláště pak brzdění a reverzace chodu, kde hraje výraznou roli celkový moment setrvačnosti soustavy vztažený na hřídel motoru. Tyto nestacionární pracovní režimy jsou pak významným ukazatelem při dimenzování elektrického pohonu.

Jednotlivé druhy zatížení jsou definovány normou ČSN EN 60034-1 ed.2 a označují se S1 až S10. Pro pracovní režimy, vyjma trvalého zatížení S1 a krátkodobého chodu S2 (prodleva mezi opětovným spuštěním je dostatečně dlouhá pro ochlazení motoru), definuje norma tzv. zatěžovatel, který je jako procentuální hodnota uváděn za druhem zatížení, například S4 25%.

5.9 Třídy účinnosti motorů

S cílem snížení emisí oxidu uhličitého a snížení spotřeby elektrické energie bylo Evropskou unií schváleno nařízení 640/3009 a později doplněno o dodatek 04/2014. Na základě tohoto nařízení byla vydána norma ČSN EN 60034-30-1. Tato norma cílí na spotřebu energie a energetické účinnosti asynchronních motorů v průmyslovém prostředí a definuje třídy účinnosti motorů ve čtyřech úrovních:

- 1) IE1- standardní účinnost
- 2) IE2- zvýšená účinnost
- 3) IE3- vysoká účinnost
- 4) IE4- velmi vysoká účinnost

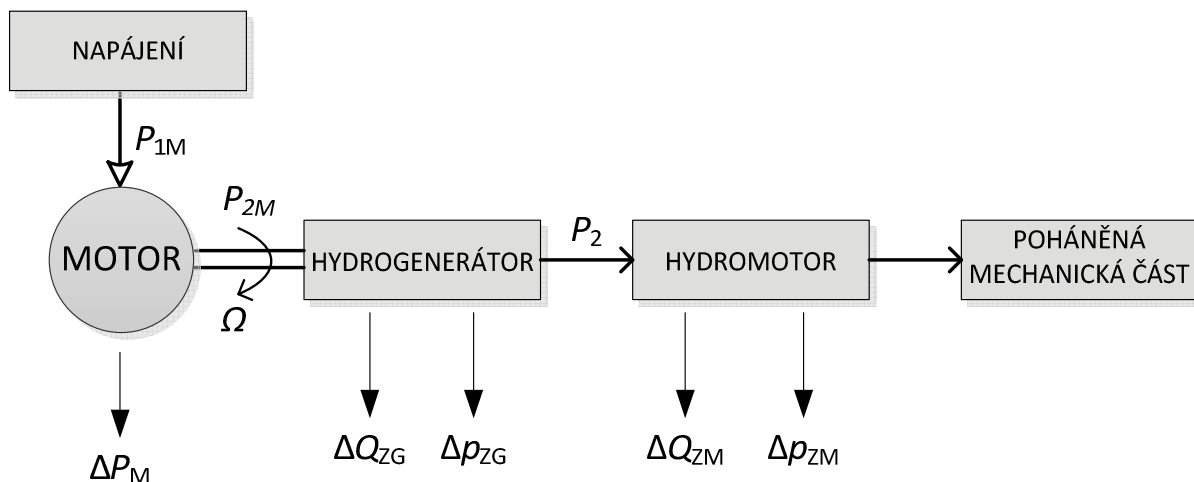
Při určení ztrát, včetně metod jejich měření, a tedy i stanovení účinnosti motoru, se vychází z normy ČSN EN 60034-2-1.

Od 1. ledna 2015 platí nařízení, že motory od 7,5 kW do 375 kW, které nejsou provozovány s frekvenčním měničem, musí být ve třídě účinnosti IE3 a vyšší. Od 1. ledna 2017 pak vejde v platnost stejné nařízení pro motory již od 0,75 kW.

Povinnost vhodného použití motoru v uvedené třídě účinnosti je platná pouze v rámci evropského hospodářství a je výhradně na zodpovědnosti zákazníka.

6 Metodika řešení návrhu zařízení s hydraulickým systémem

Navrhované zařízení pracuje na principu přeměny elektrické energie na mechanickou, jež je přenášena prostřednictvím oleje ve formě tlaku a průtoku. Jednotlivé prvky systému spotřebovávají určitou část energie jako vlastní ztráty. Zjednodušeně lze přenos energie navrhovaného zařízení vyjádřit blokově.



Obr. 12 Schéma přenosu energie a ztrát

P_{1M}	elektrický příkon elektromotoru
P_{1M}	mechanický výkon na hřídeli elektromotoru
ΔP_M	celkové ztráty elektromotoru
ΔQ_{ZG}	průtokové ztráty hydrogenerátoru
Δp_{ZG}	tlakové ztráty hydrogenerátoru
ΔQ_{ZM}	průtokové ztráty hydromotoru
Δp_{ZM}	tlakové ztráty hydromotoru
P_2	hydraulický výkon

V reálném zařízení se pak projevují další dílčí ztráty, jako například mechanické ztráty způsobené třecím odporem těsnění hydromotorů, třením rotačních částí a v neposlední řadě je třeba uvažovat také ztráty na akčních členech a hydraulickém vedení.

Základním zadávacím parametrem pro návrh mechanické části Rozbíjecího zařízení je výkon hydraulického kladiva, jež vychází z typu rozbíjeného kameniva, nadmořské výšky a okolní teploty pracovního prostředí i pracovního zatížení stroje.

Z výše uvedených vstupních požadavků pak konstruktér zvolí vhodný typ kladiva a navrhne mechanickou konstrukci stroje.

6.1 Určení základních parametrů hydraulického systému

Cílem návrhu hydraulického systému bylo určení potřebného výkonu pracovního mechanismu P_{PM} , jež jsem dále vyžil k návrhu hlavního hnacího motoru.

Návrh hydraulického systému vychází z požadavku na dosažení potřebné rychlosti pohybu (dynamiky) jednotlivých částí zařízení s ohledem na jejich hmotnost vyplývající z konstrukčního návrhu. Síla F vyvozená přímočarým hydromotorem s kruhovým průřezem pístu je závislá na aktivní ploše pístu S_1 a na vstupním tlaku p_1 dle vztahu:

$$F = p_1 \cdot S_1 \quad (19)$$

Pracovní tlak je určen také s ohledem na požadavky ostatních obvodů hydraulického systému a většinou se pohybuje v rozmezí 180 až 320 bar. Vyšší tlaky kladou vyšší nároky na provedení hydraulických komponent i na tlakové vedení. V závislosti na zatěžovací síle a zadaném pracovním tlaku bývá volen vhodný průměr pístu válce dle vztahu [3]:

$$D_P = \sqrt{\frac{k \cdot 4 \cdot F_Z}{\pi \cdot p_1}} \quad (20)$$

k součinitel pohybující se v rozmezí 1,2 až 1,4 a vyjadřující vliv třecích odporů těsnění a pístnice apod.

F_Z zatěžovací síla

Zatěžovací síla se může v průběhu zdvihu válce měnit, a proto musí být výpočet prováděn pro celou dráhu zdvihu válce, nebo alespoň pro nejkritičtější polohy. Provádí se za tímto účelem takzvaný ověřovací výpočet pro všechny polohy stroje.

Dále následuje návrh z hlediska požadované rychlosti pohybu hydromotorů, která je při daném průměru a zdvihu válce určena průtokem oleje, tedy volbou hydrogenerátoru.

Všechny dílčí parametry je nutno přepočítat jednotlivě pro každý hydraulický obvod, včetně obvodu kladiva, nebo otoče a celkový návrh hydraulického systému sestavit tak, aby vyhověl všem částem zařízení.

6.2 Volba hydrogenerátoru

Zvolený hydrogenerátor musí především zajistit dostatečný hydraulický výkon pro pohon mechanických částí zařízení při udané soudobosti jednotlivých pracovních úkonů.

6.2.1 Axiální pístový hydrogenerátor

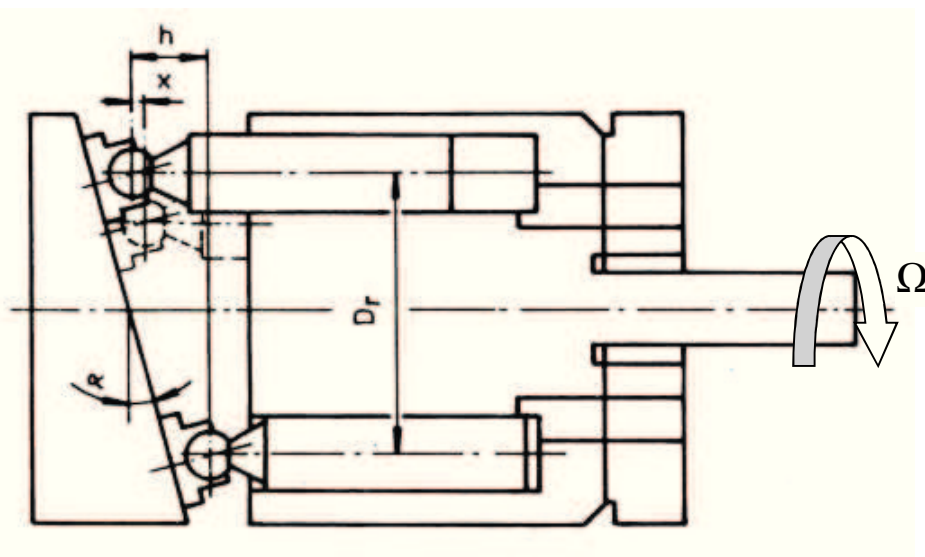
Pístová čerpadla obecně mají oproti jiným typům čerpadel mnoho výhod, jako účinnost, široký rozsah pracovních tlaků, rovnoměrný průtok, možnost regulace bez změny otáček, atd. Jejich nevýhodou pak je náchylnost na nečistoty a pořizovací cena.

V současné době jsou axiální pístová čerpadla nejpoužívanějším typem hydrogenerátorů. Oproti radiálním pístovým hydrogenerátorům mají při stejném výkonu menší rozměry a mohou pracovat při větších otáčkách, což je pro tuto aplikaci optimální.

Princip funkce spočívá v periodickém posuvném pohybu pístů, který je vyvozen rotačním mechanismem. U axiálních pístových hydrogenerátorů je pohyb zdvihu pístů v ose s hřídelí. Ve fázi přitahování pístu dochází k nasávání oleje ze sací větve, který je pak následně při stlačování pístu vytlačen do výstupní tlakové větve. Písty jsou umístěny po obvodu čerpadla a jejich počet na jednotku obvodu určuje velikost pulsace dodávky oleje při otáčení hřídele.

Podle způsobu pohonu pístů rozlišujeme tři druhy provedení:

- 1) s nakloněnou nerotující deskou,
- 2) s nakloněnou rotující deskou,
- 3) s nakloněným blokem válců.



Obr. 13 Konstrukce axiálního pístového hydrogenerátoru [10]

Teoretický průtok při zanedbání účinnosti, čerpadla s nakloněnou nerotující deskou je určen vztahem [3]

$$Q_G = V_G \cdot \omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i \cdot D_r \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \omega \cdot \varphi_G \quad (21)$$

V_G	geometrický objem čerpadla
d	průměr pístu
i	počet pístů
D_r	průměr roztečné kružnice
α	úhel naklonění desky
φ_G	regulační parametr hydrogenerátoru, jež je určen okamžitým a maximálním geometrickým objemem hydrogenerátoru

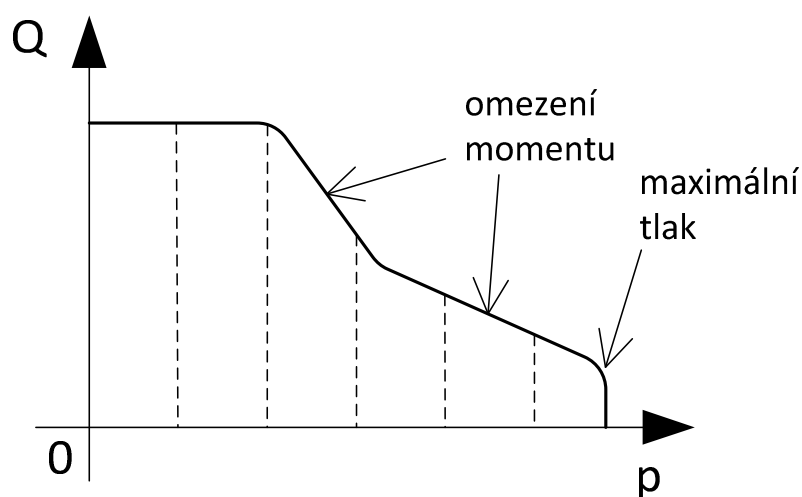
Jak vyplývá ze vztahu (21), dochází změnou geometrického objemu hydrogenerátoru při konstantních otáčkách ke změně dodávaného průtoku. Při větším naklonění desky je takzvaný sací zdvih a aktivní objem pístů větší, tím pádem je větší také vytlačené množství oleje a tedy i celková dodávka oleje hydrogenerátorem. Z principu pak vyplývá, že pokud při stejném tlaku musí vykonat píst delší dráhu, je také spotřebovaná energie větší. Při změnách zátěže na hydromotoru dochází ke změně tlaku a průtok je závislý pouze na okamžitém geometrickém objemu hydrogenerátoru.

Změnu objemu lze provádět manuálně, automaticky pomocí zpětné vazby na tlakový výstup, nebo elektronicky. Objemové řízení se využívá pro nastavení požadovaných vlastností hydrogenerátorů jako například regulace průtoku, regulace na konstantní výkon nebo konstantní tlak, omezení krouticího momentu, nastavení maximálního tlaku.

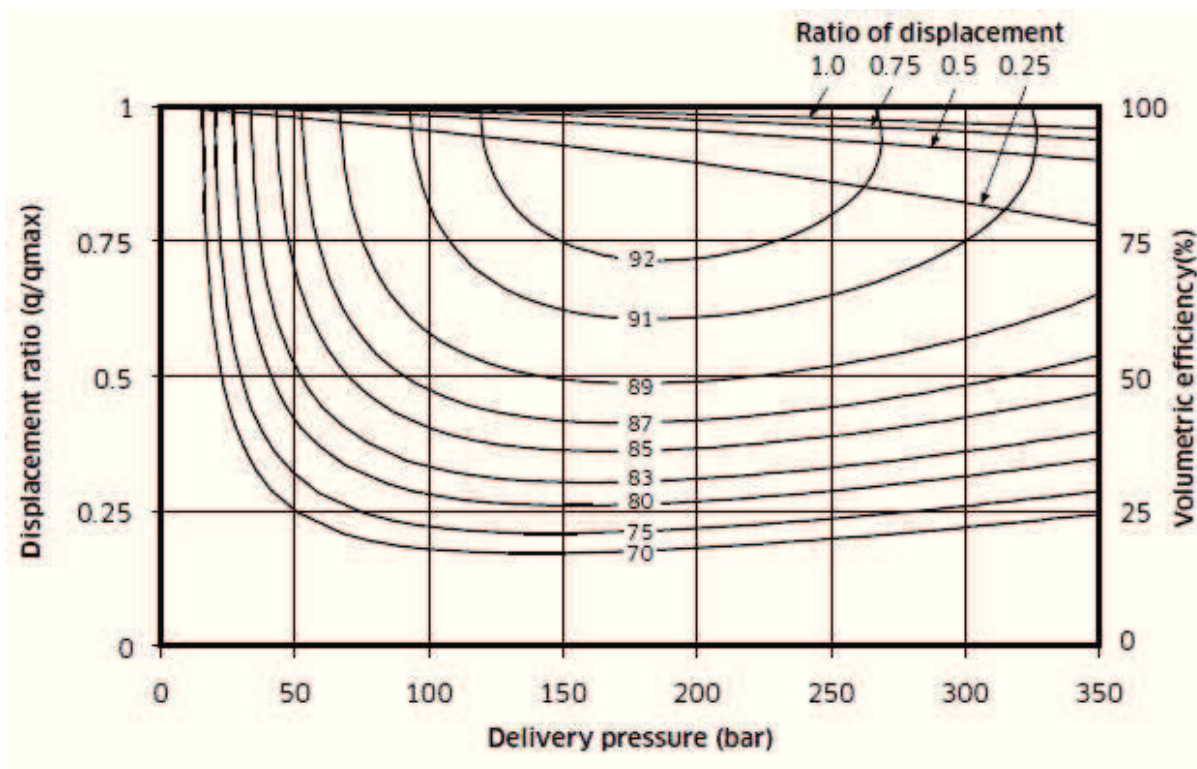
Použití čerpadel s regulací geometrického objemu je energeticky účinnější než použití jiných hydraulických prvků, jako jsou redukční, nebo škrťací ventily. Regulační charakteristiku lze nastavit mechanicky přímo na hydrogenerátoru a její průběh lze ovlivnit dvěma parametry.

Cut off: odlehčuje elektromotor při maximálním tlaku, působí před zapůsobením pojišťovacím ventilem.

Omezovač krouticího momentu monitoruje a reguluje výstupní tlak čerpadla podle úhlu natočení desky.



Obr. 14 P-Q charakteristika zvoleného axiálního pístového hydrogenerátoru



Obr. 15 Charakteristika účinností zvoleného axiálního pístového hydrogenerátoru [7]

9 Měření energetické účinnosti pohonu

Pro ověření návrhu EP jsem provedl sérii experimentálních měření simulujících nejen reálné pracovní režimy, ale pro lepší zmapování chování pohonu jsem simuloval také stavy, ke kterým by za normálních podmínek nemělo docházet.

Z technických důvodů jsme průběhy zatěžovacího momentu pracovního mechanismu vyvozovali hydraulickým škrticím ventilem. Navozené podmínky však věrně simulují reálný průběh zatěžovacího momentu podle zaprotokolovaného měření na předchozím provedení stroje.

V první části jsem měřil elektrické veličiny na přívodním vedení k asynchronnímu motoru a hydraulický výkon. Obě měření jsem prováděl se vzorkováním zápisu 200 ms, v různých pracovních režimech.

V druhé fázi jsem pomocí osciloskopu zaznamenával přechodové děje na přívodním vedení motoru.

9.1 Měření elektrických veličin při změnách zatížení pohonu

Pro měření průběhů napětí, proudů a elektrických výkonů v závislosti na změnách zatížení jsem použil analyzátor sítí BK-ELCOM zapůjčený z VŠB TU Ostrava. Měření zatěžovacího výkonu pracovního mechanismu jako okamžitého součinu hydraulického tlaku a průtoku jsem prováděl s použitím diagnostického měřicího přístroje pro analýzu výkonu hydraulického systému.

Účelem měření bylo určení účinností pracovního mechanismu v celém funkčním rozsahu a definice pracovní oblasti, ve které je nejúčinnější.

9.1.1 Použité přístroje pro měření elektrických veličin při změnách zatížení pohonu

Pro měření byl použit analyzátor sítí BK-ELCOM v provedení ENA 550. Základem systému je velmi výkonné PC zabudované do robustní ochranné skříně. Flexibilita je zajištěna zabudovaným USB a Ethernet rozhraním. Analyzátor je vybaven proudovými a analogovými vstupními moduly. Vstupní rozsahy napěťového modulu jsou voleny v obslužném software, rozsahy vstupního proudového modulu jsou také voleny softwarově dle použitého typu proudových kleští. Technické parametry analyzátoru:

Napěťové vstupy:

Počet vstupů:	2 x 4 vstupy AC
Vstupní rozsahy:	400 V, 230 V, 110 V, 60V (RMS)
Šířka pásma:	50 Hz až 2,5 kHz
Vstupní impedance:	200 k Ω , 10 pF
Izolační pevnost:	4,2 kV, RMS, 50 Hz, 1 min
Přesnost:	< 0,2 %
Zapojení:	1-fázové, 3-fázové, 3-fázové + N, hvězda, trojúhelník

Proudové vstupy:

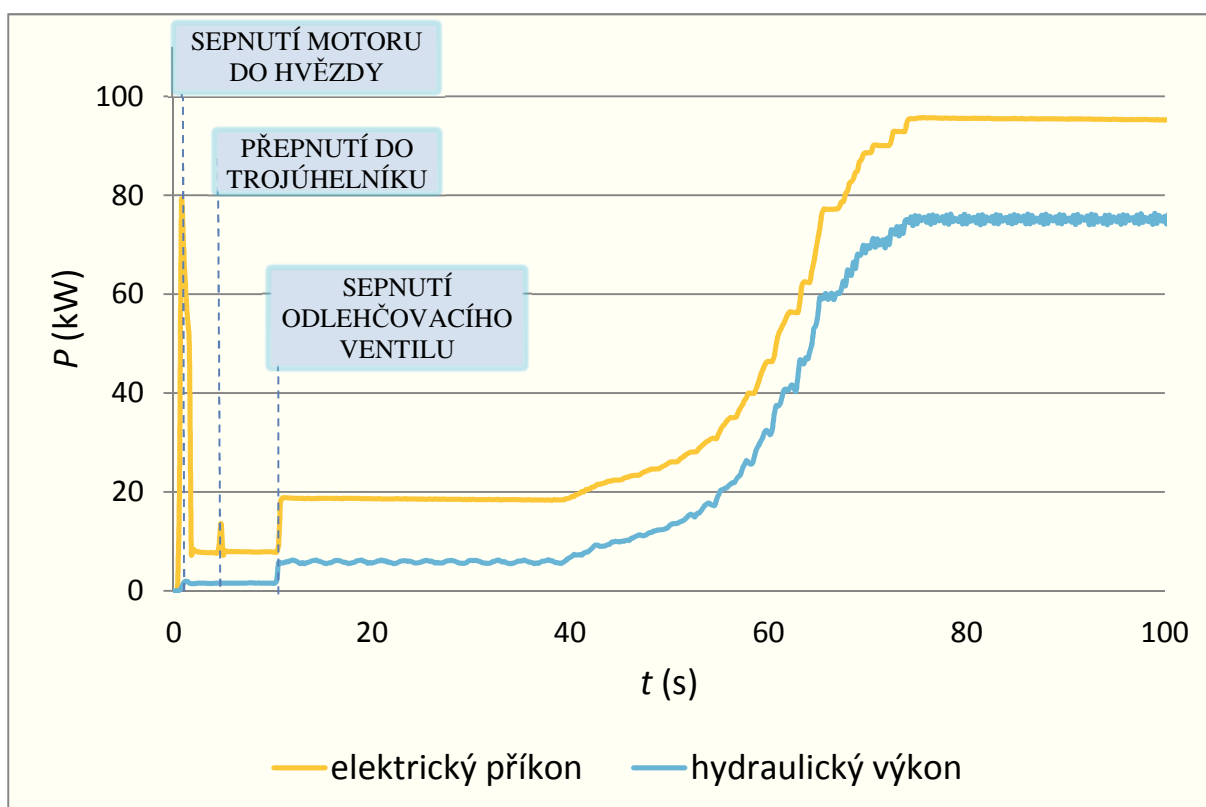
Počet vstupů:	2 x 4 vstupy
Proudové kleště:	40 A/400 A (AC/DC)
Přesnost:	< 0,1 %

Měření na výstupu hydraulického systému bylo prováděno univerzálním měřicím systémem MultiSystem 5060 od firmy Hydrotechnik. Jedná se o přenosné zařízení sloužící pro diagnostiku, záznam a vyhodnocení naměřených dat z připojených snímačů. Uložená data lze kopírovat do PC a vyhodnotit prostřednictvím obslužného software. Měření bylo prováděno s následujícími snímači:

snímač tlaku:	PR15, rozsah 1–600 bar, přesnost $\pm 0,5\%$
snímač průtoku:	RE4, rozsah 15–300 l/min, turbína, přesnost $\pm 2,5\%$
snímač otáček:	DS03, infračervený, max. 1 kHz,

9.1.2 Plynulé zvyšování zatížení do jmenovitého výkonu motoru

V tomto měření jsem zaznamenal rozběh motoru přepnutím hvězda/trojúhelník a postupné zvyšování zatěžovacího momentu až k dosažení jeho jmenovitého výkonu.



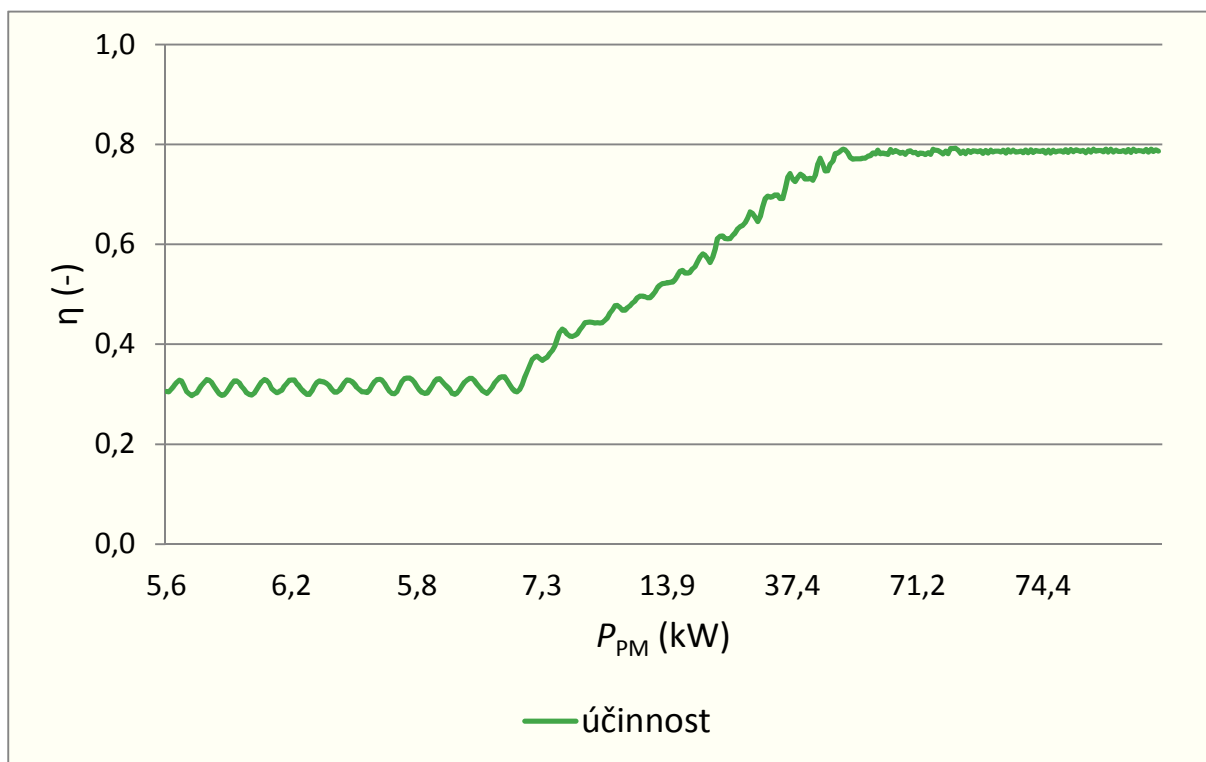
Obr. 25 Průběhy příkonu EP a hydraulického výkonu

V grafu jsou pro názornost vyznačeny přechodové stavy. Po sepnutí odlehčovacího ventilu hydrogenerátor není zatížen, dodává do systému maximální průtok při zanedbatelném tlaku. Při zvyšování zátěže dochází k růstu tlaku při současném zachování průtoku, tím pádem roste hydraulický výkon na výstupu hydrogenerátoru. Jelikož průběh hydraulického výkonu kopíruje průběh zatížení motoru, je z grafu zřejmá závislost zatížení a příkonu elektromotoru.

Z naměřených průběhů příkonu asynchronního motoru a hydraulického výkonu na výstupu z hydrogenerátoru lze dle vztahu

$$\eta = \frac{P_2}{P_{1M}} = 1 - \frac{P_{1M} - P_2}{P_{1M}} \quad (26)$$

vypočítat celkovou účinnost přeměny elektrické energie na hydraulický výkon. V grafu níže je vynesena závislost celkové účinnosti systému a pracovního mechanismu na výstupním hydraulickém výkonu.

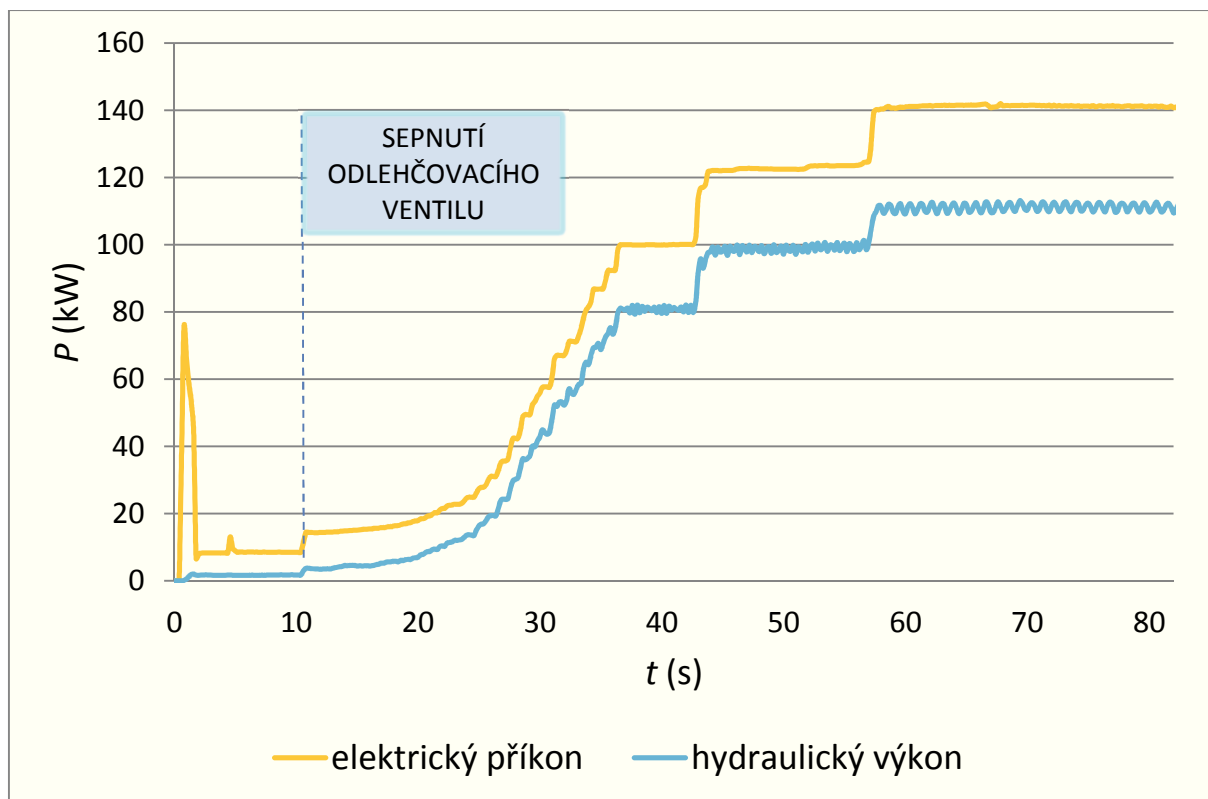


Obr. 26 Celková účinnost EP a PM v závislosti na hydraulickém výkonu

V první části grafu je znázorněna účinnost při chodu hydraulického agregátu a sepnutém odlehčovacím ventilu. Průběh ukazuje, jak při zvyšování zatížení směrem ke jmenovitému, plynule roste také účinnost, což je způsobeno zlepšováním účinnosti EP, ale i hydrogenerátoru viz Obr. 15.

9.1.3 Plynulé zvyšování zatížení do maxima

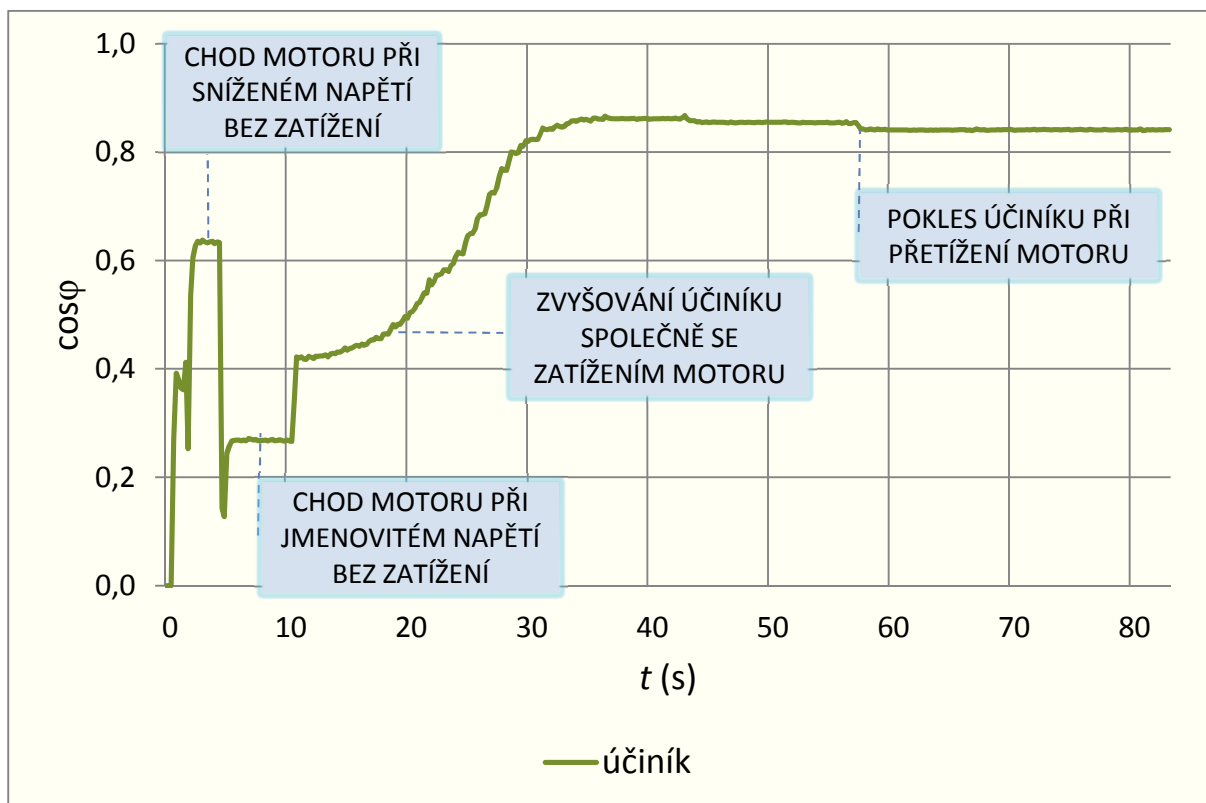
Toto měření jsem provedl za účelem diagnostiky chování EP v oblasti nad jmenovitým výkonem.



Obr. 27

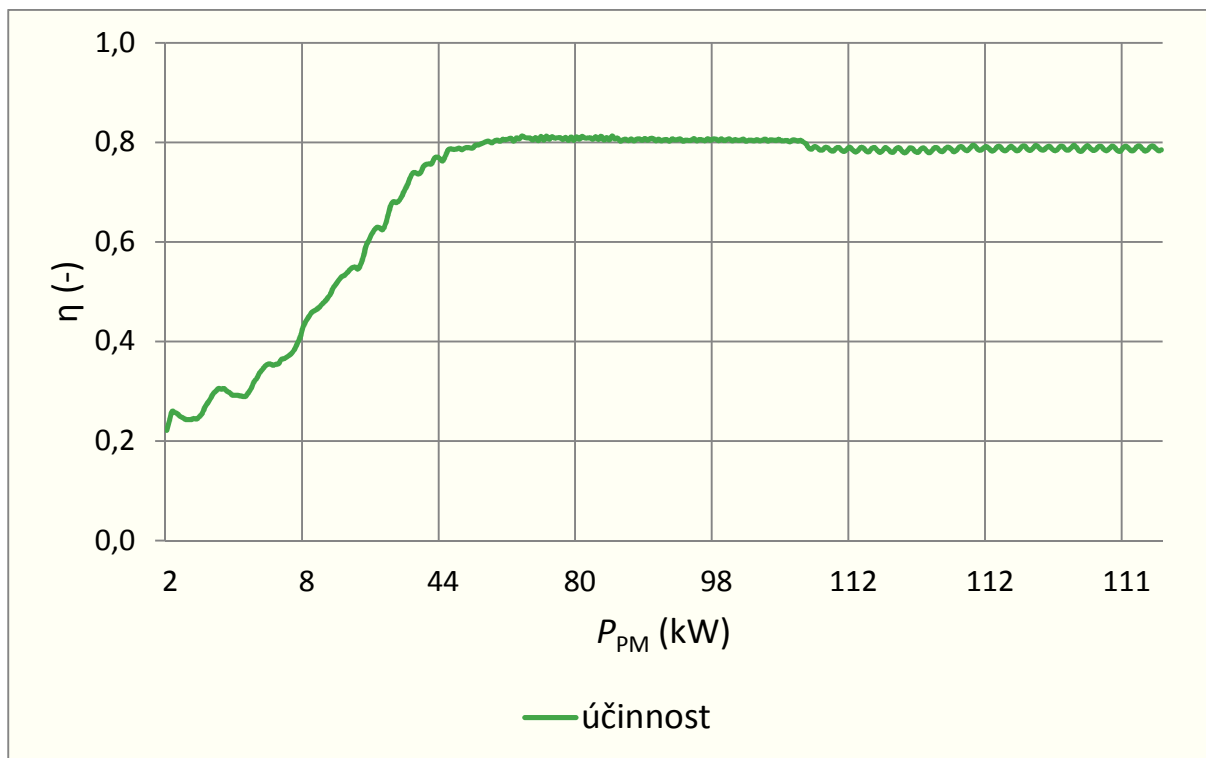
Měření bylo prováděno stejným způsobem, jako v předchozím případě, ale tentokrát bylo dosaženo hydraulického výkonu na výstupu hydrogenerátoru 113 kW. Tento výkon odpovídá, s malou odchylkou dle účinnosti hydrogenerátoru, mechanickému výkonu na hřídeli elektromotoru.

Na grafu níže je pak zobrazen průběh účinníku elektromotoru při postupném zvyšování hydraulického výkonu, potažmo zatížení elektromotoru.



Obr. 28 Účinník elektromotoru v čase při změně zatížení

Jednotlivé stavy jsou pro přehlednost popsány v grafu. Maximální dosažený účinník byl v době jmenovitého zatížení elektromotoru 0,86, což přesně odpovídá jeho štítkovým údajům. V oblasti nad jmenovitým výkonem lze pozorovat postupné snižování účinníku elektromotoru. Stejné snížení celkové účinnosti systému tak lze zaznamenat také v grafu celkové účinnosti systému, viz průběh níže.

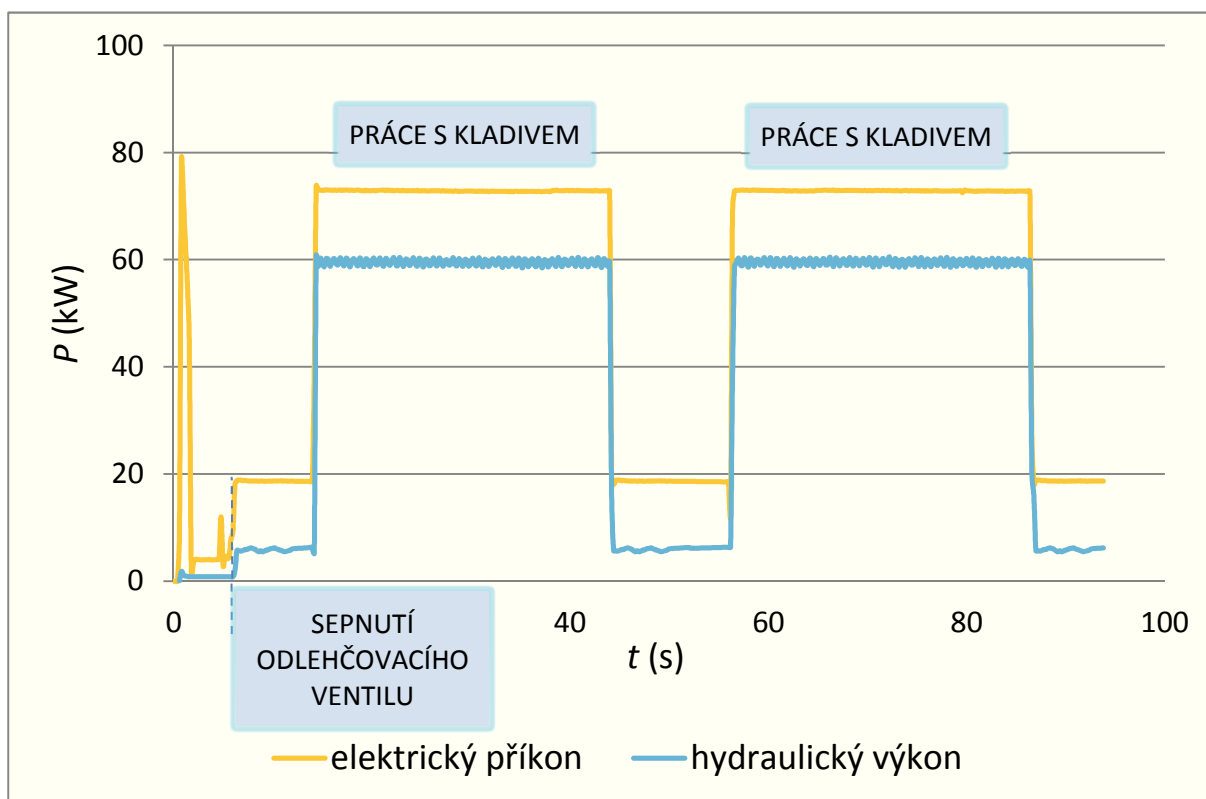


Obr. 29

Z průběhu celkové účinnosti plyne, že systém EP a PM dosahuje nejvyšší účinnosti (0,82) přibližně v oblasti hydraulického výkonu od 60 kW do 80 kW.

9.1.4 Simulace práce s kladivem

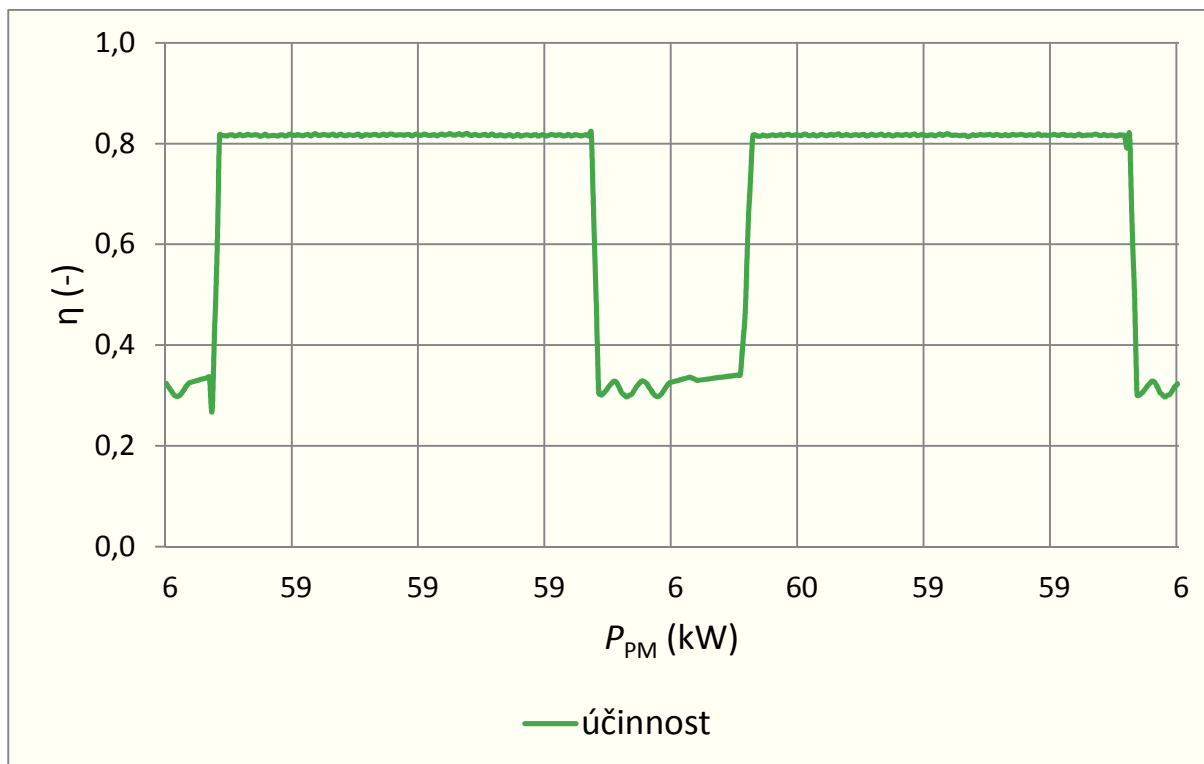
Práce s kladivem je hlavní činnost stroje a požadovaný výkon kladiva je zásadní pro návrh celé aplikace. Změřené průběhy výkonů při této činnosti jsou znázorněny v grafu níže.



Obr. 30

Zaznamenané průběhy věrně popisují skutečný provoz stroje v reálných podmínkách. Časy pro poměr zatížení (sbíjení) a odlehčení jsou předepsány výrobcem v návodu na používání.

Na základě výsledků předchozího měření, kap. 9.1.3 lze konstatovat, že systém dosahuje při práci s kladivem maximální účinnosti.



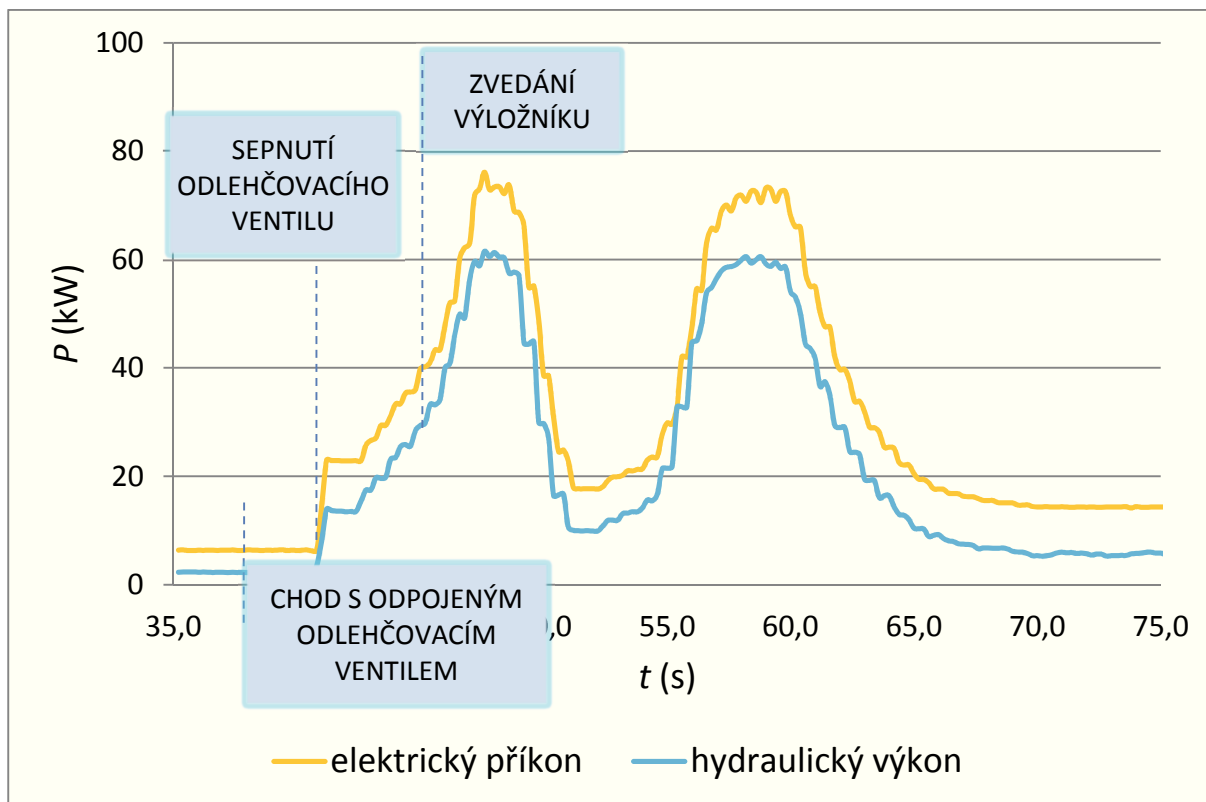
Obr. 31

9.1.5 Simulace zvedání výložníku

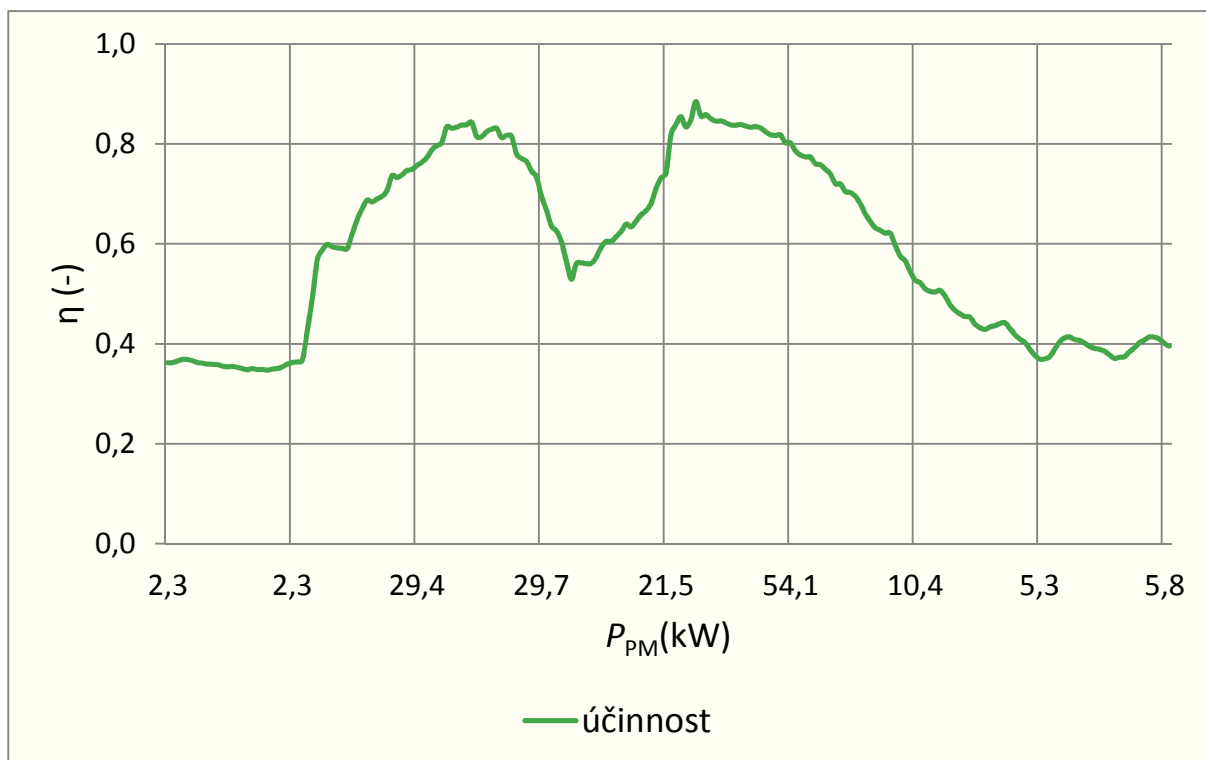
Konkrétní poměry v systému při ovládání pohybu stroje nelze přesně nasimulovat. Každý operátor ovládá stroj jinak, například pohybuje více částmi současně. Obecně lze však reprezentovat průběh zátěže při pohybu některého z ramen při změně polohy Rozbíjecího zařízení průběhem při zvedání výložníku.

Z grafu na Obr. 33 plyne, že při ovládání pohybů rozbíjecího zařízení značně kolísá celková účinnost. To je dáno rychlými změnami poměrů v systému. Například při dojezdu hydromotoru do koncové polohy dojde k rychlému nárůstu tlaku, což vede k samoregulaci objemu hydrogenerátoru a tím i kolísání jeho účinnosti.

Nastavení regulace provádí technik hydrauliky při testování zařízení. Měření simulace pracovních režimů jsem prováděl s již nastavenými parametry hydrogenerátoru.



Obr. 32



Obr. 33

9.2 Měření přechodných dějů

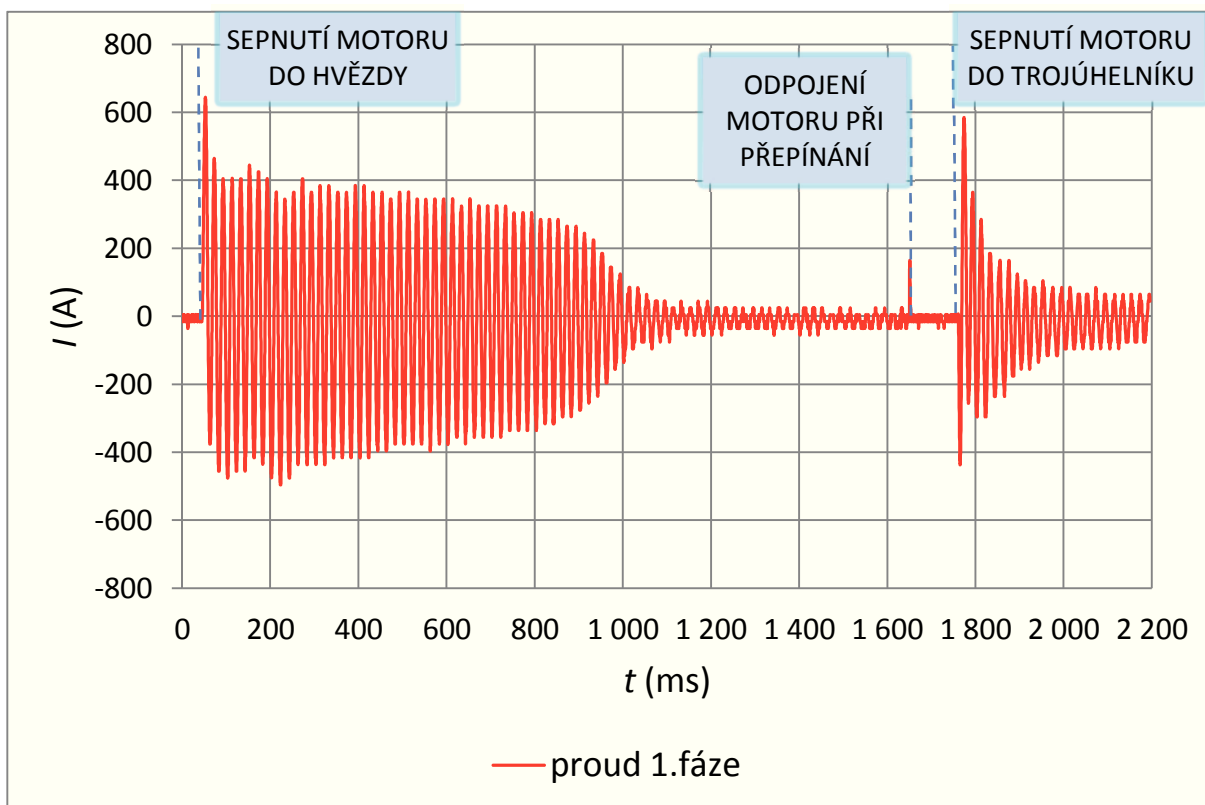
Pomocí paměťového osciloskopu jsem provedl také měření pro vyšetření poměrů v napájecí síti v přechodných stavech.

9.2.1 Použité přístroje pro měření přechodných dějů

Pro přesné měření krátkých přechodných dějů jsem použil paměťový osciloskop HAMEG HMO3524 s napěťovou sondou s děličem a proudovými kleštěmi 40A/400A (AC/DC). Celá měřicí sestava byla zapůjčena z VŠB TU Ostrava.

9.2.2 Rozběh motoru přepnutím hvězda/trojúhelník

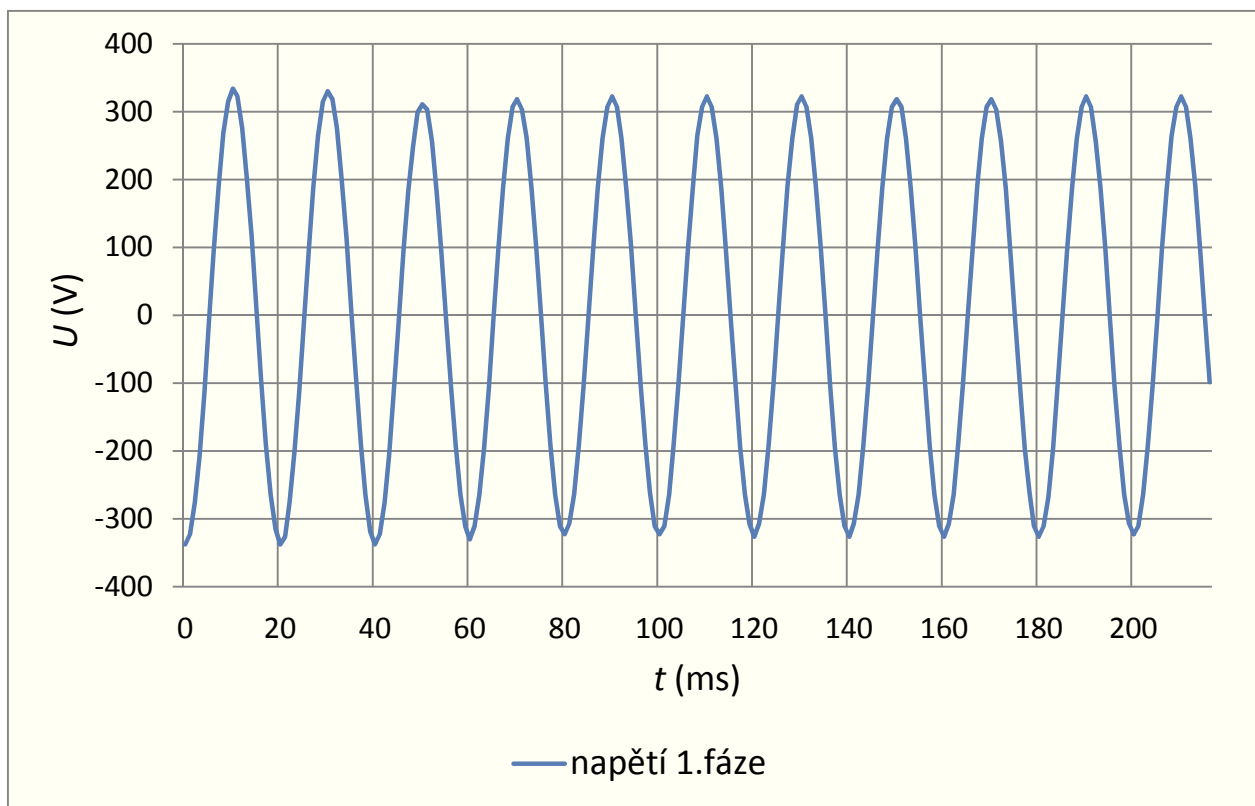
Jedná se o průběh při standardním spouštění stroje v reálných podmínkách, kdy je motor spouštěn při odepnutém odlehčovacím ventilu.



Obr. 34

Jak je vidět z průběhu, proudová špička v okamžiku přivedení napájení dosahuje 650 A. Při přepnutí do trojúhelníku se opět objeví špička přibližně 590 A. V průběhu lze také pozorovat krátký časový úsek mezi odepnutím stykače pro zapojení do hvězdy a sepnutím stykače pro trojúhelník. Toto krátké přerušení je způsobeno prodlevou mezi odepnutím rozpínacího kontaktu a sepnutím spínacího kontaktu časového relé a také především zpožděným sepnutím stykače, závislým na jeho vlastnostech, zejména tahové charakteristice elektromagnetu. Tato doba přibližně odpovídá katalogovým údajům výrobce.

V průběhu napětí Obr. 35 lze vypořizovat pouze minimální pokles v okamžiku sepnutí motoru.



Obr. 35

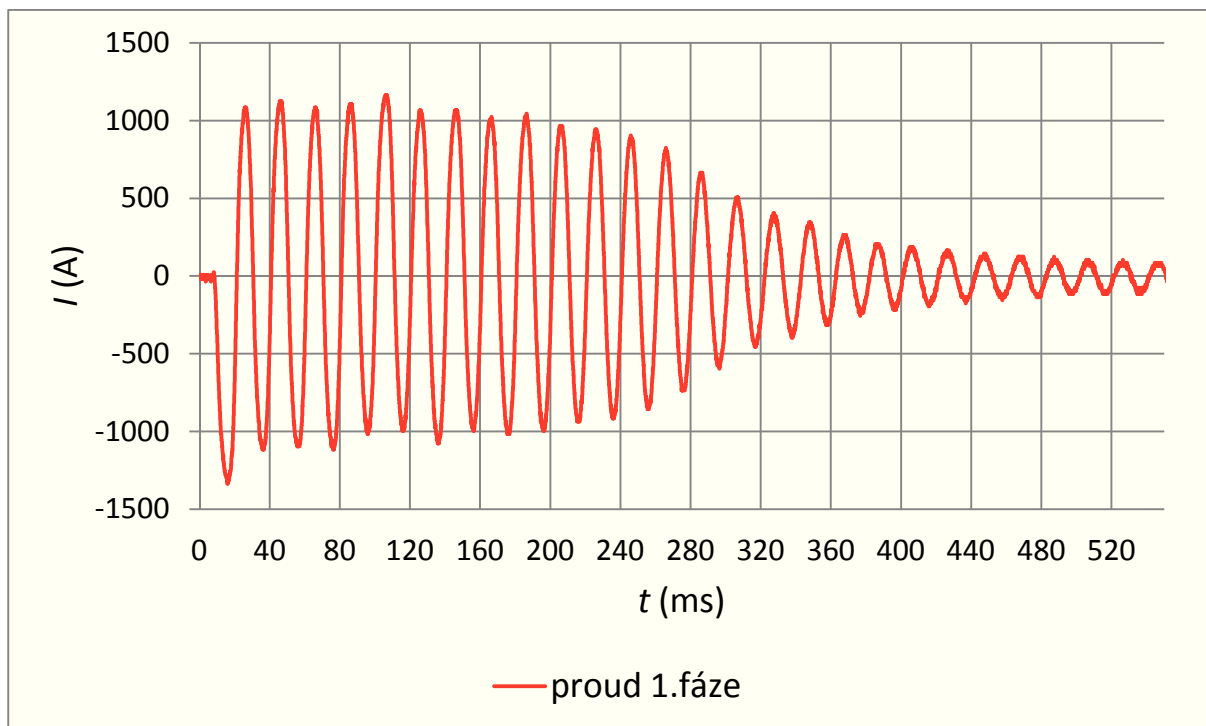
9.2.3 Přímý rozběh motoru bez zatížení

Pro porovnání vlivu zvolené metody spouštění asynchronního motoru na průběh napětí a proudů jsem provedl měření také pro přechodný děj při přímém připojení motoru k napájení.

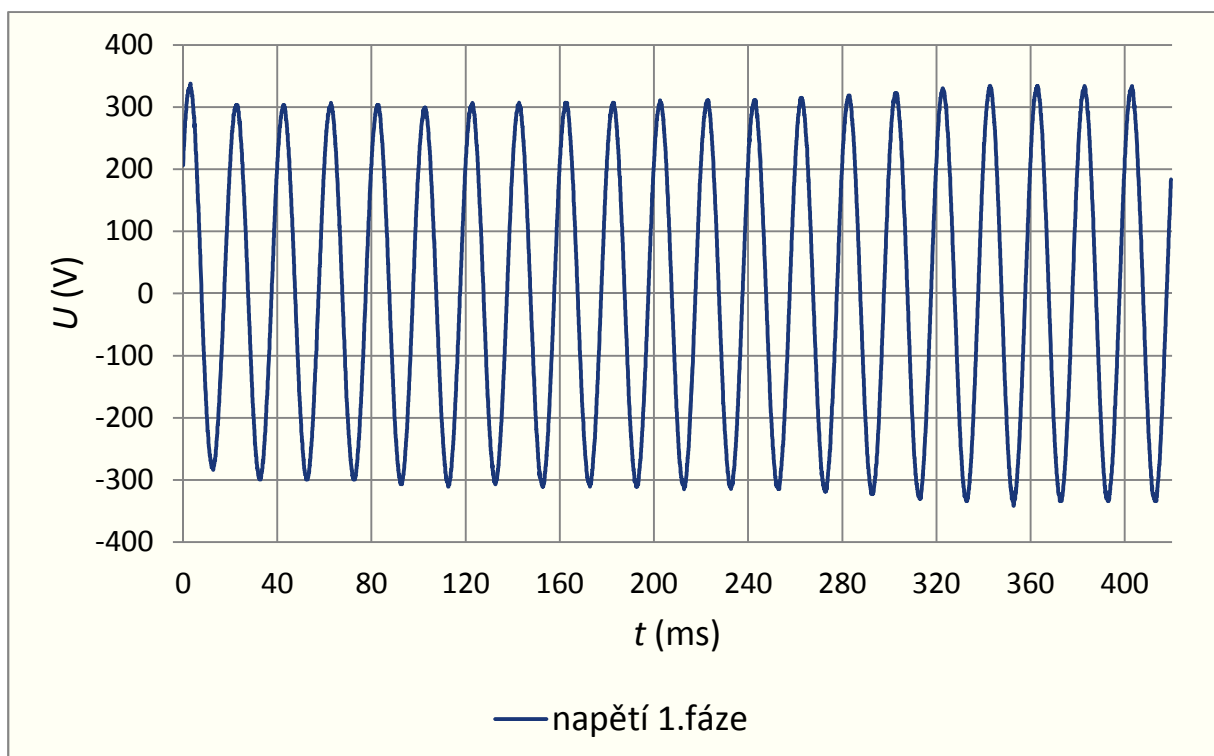
Vliv způsobu rozběhu motoru na poměry v síti při jeho spouštění je z níže uvedených průběhů zřejmý.

V první periodě dosahuje proud v 1. fázi až 1300 A, což je dvojnásobek oproti spouštění při zapojení do hvězdy. Taktéž pokles napětí je výraznější a hlavně dlouhodobější.

Poměry v napájecí síti při spouštění motoru jsou závislé na parametrech napájecí sítě, především na jejím zkratovém výkonu. Tyto parametry nejsou ve fázi návrhu stroje známe a mohou se měnit v závislosti na dlouhodobém i okamžitým zatížení, vlivem stárnutí atd. Provozovatel je povinen zajistit parametry napájecí sítě dle příslušných norem a požadavků výrobce stroje.



Obr. 36



Obr. 37

10 Zhodnocení technicko - ekonomického přínosu

Při zpracování návrhu elektrické části zadaného Rozbýjecího zařízení jsem musel zohlednit nejen technickou stránku projektu, ale výsledné řešení musí respektovat také ekonomické aspekty. Hlavním cílem byla celková modernizace koncepce s přiměřeným navýšením nákladů, což by mělo vést k lepší konkurenceschopnosti.

Inovace, které jsem implementoval do nového řešení, lze zjednodušeně rozdělit do několika oblastí.

- a) Provedení: využití moderních technologií, nasazení řídicího systému, nové typy přístrojů výzbroje elektrických rozvaděčů.
- b) Obsluha: uživatelsky přívětivější, intuitivnější a bezpečnější obsluha, rádiové dálkové ovládání.
- c) Servis: nové možnosti diagnostiky a servisu.
- d) Engineering: spolupráce s výrobcem stroje ve všech fázích projektu, přizpůsobení nové legislativě, využití moderních projekčních nástrojů.

Výrobce stroje ocenil především možnost vzdálené správy a diagnostiky, což bezesporu povede ke zvýšení kvality servisu, jež vyplývá z dostupnosti základních údajů (provozní hodiny jednotlivých částí, zanesení filtrů, pokles výkonu hydrogenerátoru) o provozovaném zařízení před samotným servisním výjezdem.

Navržený koncept jsme společně s výrobcem stroje představili hlavním odběratelům z Německa, kteří ho ocenili. V tomto směru proběhl také zákaznický audit společnosti Tyson Group, který splnil požadavky zákazníka nad očekávání. V současné době jsou již v běhu další dva projekty na inovované provedení Rozbýjecího zařízení.

11 Závěr

Postup při řešení projektu, jak je popsán v mé diplomové práci, popisuje poněkud zjednodušeně skutečný průběh řešení reálného zadání. V praxi jsem kromě popsanych zásadních úkolů musel řešit množství malých, avšak nikoliv nepodstatných problémů, jako například cena a dostupnost zvoleného přístroje, volba specifické kabeláže a dodavatele schopného ji dodat v menším množství, atd.

Po této úvodní fázi, která by se dala označit jako technická specifikace, jsem mohl přistoupit ke zpracování projektové dokumentace. Pro tuto činnost jsem si zvolil jeden z mocných nástrojů pro tvorbu projektové dokumentace, platformu Engineering Base, postavenou na komponentech Microsoft Office.

Ihned v úvodní fázi tvorby projektové dokumentace bylo třeba navrhnout vhodný pohon zadaného hydrogenerátoru. Na motoru zvoleném dle postupu popsaneho v kapitole 8 jsem provedl řadu měření, jejichž výsledky simulované pro reálné použití prokázaly, že navržený elektromotor pracuje v oblasti s nejvyšší účinností, zároveň však s výkonovou rezervou pro případ potřeby zvýšení hydraulického výkonu, nebo pokrytí dynamických změn v systému. Navržený elektromotor tedy splňuje nejen požadavky pro tuto konkrétní aplikaci, ale umožňuje také nasazení v dalších uvažovaných podmínkách. Měřením jsem ověřil také vliv zvoleného způsobu spouštění motoru na napájecí soustavu, přičemž jsem prokázal, že spouštění hvězda/trojúhelník ji v průběhu přechodného stavu výrazně méně zatěžuje.

Mou další invencí v tomto projektu je vytvoření kompletního programového vybavení pro řízení stroje, vizualizaci a komunikaci. Pro tuto činnost je nezbytná nejen dokonalá znalost zařízení a

programovacích prostředků, ale je třeba také předvídat nesprávné použití zařízení, ať už úmyslné, či neúmyslné.

Výsledky mé diplomové práce byly akceptovány nejen výrobcem stroje, ale také koncovým zákazníkem. Jak uvádím v kapitole 10, na mnou navrženém novém provedení Rozbíjecího zařízení byl společností Tyson Group proveden detailní zákaznický audit, který byl ze strany výrobce stroje hodnocen jako velmi úspěšný. V tuto chvíli má můj zaměstnavatel objednávky na další dvě Rozbíjecí zařízení v novém provedení a podle mých informací od výrobce jsou další před podpisem smlouvy. Tuto skutečnost považuji za reálné a zásadní ocenění výsledků mé práce.

Literatura

- [1] Pavelka, J., Zdeněk, J.: Elektrické pohony a jejich řízení. České vysoké učení technické, Praha, 2009. ISBN 978-80-01-05785-8.
- [2] Chmelfík, K.: Asynchronní a synchronní elektrické stroje. Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN 80-248-0025-X.
- [3] Kopáček, J., Pavlok, B.: Tekutinové mechanismy. Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2011.
- [4] Pavlok, B., Hružík, L., Bova, M.: Hydraulická zařízení strojů. Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [5] Davon s.r.o. [online]. [vid. 18. dubna 2016]. Dostupné z:
<http://www.davon.cz/produkty#tabs|product:2>
- [6] Neborák, I., Sládeček, V.: Elektrické pohony. Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2004.
- [7] Kawasaki Precision Machinery (U.S.A.). [online]. [vid. 18. dubna 2016]. K3VL Technical Brochure. Dostupné z: <http://www.kpm-usa.com/wp-content/uploads/pdf/K3VLTB.pdf>
- [8] Sick AG. [online]. [vid. 18. dubna 2016]. Guide for Safe Machinery. Dostupné z:
https://www.sick.com/media/dox/8/78/678/Special_information_Guide_for_Safe_Machinery_en_I_M0014678.PDF
- [9] Siemens AG. [online]. [vid. 18. dubna 2016]. Katalog D81.1. Dostupné z:
http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_en.pdf
- [10] Peňáz, V., Benža, D.: Tekutinové mechanismy. Rektorát VUT v Brně, 1990. ISBN 80- 214-0082-X
- [11] Vrána, V., Kolář, V.: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava [online]. [vid. 20. dubna 2016]. Energetika u řízených elektrických pohonů. Dostupné z:
http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/hgf/rozvody_lomy/06_energ_ez.pdf

Seznam příloh

Příloha A- Projektová dokumentace elektrické části

Příloha B- Protokol o analýze bezpečnosti Rozbíjecího zařízení

Příloha C- Katalogové listy instalovaných asynchronních motorů